分类号

U D C

北京理工大学

无凸轮电液气门执行机构研究

李平伟

导师姓名(职称) 王尚勇（教授）答辩委员会主席 王 孝

申请学科门类 工 学 论文答辩日期 2008.6.18

申请学位专业 动力机械及工程

2008 年 6 月 12 日

研究成果声明

本人郑重声明：所提交的学位论文是我本人在指导教师的指导下进行的研究工作获得的研究成果。尽我所知，文中除特别标注和致谢的地方外，学位论文中不包含其他人已经发表或撰写过的研究成果，也不包含为获得北京理工大学或其它教育机构的学位或证书所使用过的材料。与我一同工作的合作者对此研究工作所做的任何贡献均已在学位论文中作了明确的说明并表示了谢意。

特此申明。

签名：　　日期：

关于学位论文使用权的说明

本人完全了解北京理工大学有关保管、使用学位论文的规定，其中包括：①学校有权保管、并向有关部门送交学位论文的原件与复印件；②学校可以采用影印、缩印或其它复制手段复制并保存学位论文；③学校可允许学位论文被查阅或借阅；④学校可以学术交流为目的,复制赠送和交换学位论文；⑤学校可以公布学位论文的全部或部分内容（保密学位论文在解密后遵守此规定）。

签　　名：　　日期：

导师签名：　　日期：

摘要

节约能源，控制有害排放，已成为内燃机技术发展的主导方向。改变发动机气门的开启相位、持续时间和升程是改善发动机性能，提高热效率和减少有害排放的一种重要方法。

传统气门驱动系统通常只能保证在某一工况优化发动机的性能，其凸轮型线在出厂时即已经固定，无法在运行的过程中进行调节，因此这种气门驱动系统具有一定局限性，它使得发动机的性能难以在各种工况下都达到优化。为了能够在任意工况下对发动机的性能进行优化，作者在系统分析了国内外各种可变气门系统的发展状况及特点的基础上，开发了一套液压驱动、电子控制可变气门系统及其性能测试台架，并对电控可变气门系统的性能进行了实验研究。

论文首先利用仿真软件对发动机进排气系统进行了仿真分析，结合动力性和经济性等参数对发动机进排气门升程进行了优化，得到了合适的气门升程曲线，然后针对柴油机开发了一套电控可变气门系统 ，该系统采用一种新型高速开关式数字阀控制油缸，然后利用油缸驱动气门，从而实现气门的控制。这种高速开关式数字阀在相当小的行程时就有大的流通面积,采用双线圈的电磁铁布置,有效地提高了响应速度,在大流量的状态下也能以极快的速度工作,结合自主设计的油缸,实现了在不同工况下，对气门正时、气门开启持续期、气门升程柔性的电子控制，最后论文对可变气门系统性能进行了试验研究，对设计的执行机构进行了实验验证。

本课题研制该执行机构的目的是用于 1015 型柴油机，用其代替传统的气门驱动系统,实现气门升程的灵活控制. 通过系统性能试验研究表明，该系统具有良好的响应性和稳定性，能够实现对气门正时、气门升程以及持续期的实时控制，能够满足发动机工作需要。

关键词:电子控制；可变气门；气门正时；试验研究；仿真

Abstract

The main direction of internal combustion engine's technology is saving the energy sources and controlling the exhaust. Fuel efficiency and power output and emission of an internal combustion engine can be significantly improved by optimizing intake and exhaust valve's timing and duration and lift as speed changes during operation.

Conventionally, the valve's timing and lift have been scheduled before production, optimized for the standard condition and circumstances. Most of the devices used in engines to open and close the intake and exhaust valve do not permit variation of valve timing and duration during engine operation. But the engine usually operates in a non-standard condition and can't be optimized in standard condition. Consequently, to optimize the engine performance in any condition and any circumstances, a need exists for a device that permits variable valve timing, variable lift and variable valve duration during engine operation. So a Hydraulically Actuating, Electronically Controlled Variable Valve System for diesel engine and the experiment for its performance have been developed.

Firstly, using the software to simulate the engine's intake and exhaust system and analyses the parameters which affect the engine's economy and dynamics to obtain the right lift curve of the intake and exhaust valve. Then, develop the camless electrohydraulic valve's executive machine independently to achieve the curve. This system introduces a new kind of high-speed switch valve to control the fuel cylinder, and the cylinder is used to push the mandrill of valve. The high-speed switch valve has large flux with small spool displacement. The valve contains an electromagnetic coil in each cap, which improves the response speed mostly. Combing the fuel cylinder which is designed by us, we can control the valve's timing and duration and lift flexibly. At last, we carry through the experimental study to validate this executive machine designed by us.

It is hoped that this machine can replace the conventional valve system to control the lift of valve flexible on 1015 diesel engine. Actually, the executive machine designed by us can achieve the requirement to control the valve's timing and duration and lift flexibly.

Keywords: Electronic Control; Variable Valve; Valve Timing; Experiment Research; Simulation

目录

第一章 绪论 1

1.1 引言 1
1.2 可变气门系统发展现状 2
1.2.1 凸轮驱动可变气门系统 3
1.2.2 非凸轮驱动可变气门系统 7
1.3 本文的选题背景 11
1.4 本文的主要研究工作 12
1.5 本章小结 12

第二章 无凸轮可变配气系统性能仿真 13

2.1 内燃机仿真的研究现状 13
2.2 RICARDO WAVE 软件的简介 14
2.3 WAVE 中的柴油机建模 15
2.4 可变配气系统性能仿真 16
2.4.1 1015 型柴油机基本参数 16
2.4.2 模型建立 16
2.4.3 可变气门技术对发动机性能的影响分析 17
2.4.4 无凸轮后的优化 27
2.5 本章小结 29

第三章 电液驱动气门执行机构总体设计与主要参数确定 30

3.1 电控液压驱动可变配气系统构成 30
3.2 电控液压气门执行机构总体设计 32
3.3 分析系统工况，确定主要参数 33
3.3.1 分析系统工况 33
3.3.2 确定主要参数 33
3.4 本章小结 40

第四章 无凸轮电液气门执行机构设计 41

4.1 脉宽调制式高速开关数字阀简介与设计改进 42
4.1.1 脉宽调制式高速开关数字阀简介 42
4.1.2 脉宽调制式高速开关数字阀的设计改进 44
4.2 液压缸的设计 50
4.2.1 液压缸内径和活塞杆直径的确定 50
4.2.2 活塞杆的设计与校验 51
4.2.3 油缸的结构设计 53
4.2.4 液压缸的特性计算 55
4.2.5 限位缸盖的设计 57
4.2.6 系统密封的设计 58
4.2.7 节流装置的设计 59
4.2.8 碟形弹簧的设计 60
4.3 本章小结 63

第五章　无凸轮电液气门系统执行机构试验研究.....64
5.1 试验设备的组成.....64
5.1.1 液压系统.....64
5.1.2 电控系统.....64
5.1.3 执行机构.....66
5.1.4 实验设备布置方案.....67
5.2 位移传感器的标定.....67
5.3 电—液驱动可变气门系统执行机构试验研究.....68
5.3.1 高速开关式数字阀的实验.....68
5.3.2 执行机构性能和特性的试验.....70
5.4 本章小结.....76
第六章 全文总结及工作展望.....77
6.1 全文总结.....77
6.2 工作展望.....77
参考文献.....79
致谢.....82

第一章 绪论

1.1 引言

由于柴油机具有较好的动力性、燃油经济性及排放性能,其应用范围越来越广,数量越来越多,一些国家如德国、日本在重型及中型载重汽车上已全部实现柴油机化,并逐步应用到轻型载重车及轿车上[1]。然而，随着日益严重的全球性环境与能源问题，人们对其排放性能的要求越来越高，柴油机作为重要的动力机械，开发应用了越来越多的新技术，其中包括可变配气技术。

改变发动机气门的开启相位、持续时间和升程是改善发动机性能，提高热效率和减少有害排放的一种重要方法。传统气门驱动系统通常只能保证在某一工况优化发动机的性能，其凸轮型线在出厂时即已经固定，无法在运行的过程中进行调节，因此这种气门驱动系统具有一定局限性，它使得发动机的性能难以在各种工况下都达到优化[2]。为了能够在任意工况下对发动机的性能进行优化，开发了一套无凸轮液压驱动、电子控制可变气门系统及其性能测试台架，并对电控可变气门系统的性能进行了研究。

优化发动机气门的开启持续时间、升程和相位是改善发动机性能，提高热效率和减少有害排放的一种重要途径。多年来，人们对可变气门的技术进行了广泛的探讨，认为配气参数的优化可以实现对发动机性能的优化，如超高增压发动机全工况范围内性能的优化、不同转速下换气的改善、缸内气体扰动的加剧、怠速稳定性的提高、废气内部再循环的实现、有害排放物的降低等多方面均有益处。为了在各种环境条件下，全部运转工况范围内都能够对发动机的配气参数进行优化，国内外研究机构进行了大量的研究，开发了多种可变气门系统，但这些系统中，能实现气门正时、气门升程及气门开启持续角等参数柔性调节并不多，一般均只能在一定范围实现个别参数的调节[3]。

但是相比与传统的凸轮驱动系统而言，液压可变气门系统还是有自己的优势，分析机构性能和特性的实验，可以得到如下结论：

1.在不同发动机转速下，该机构可以按原机配气相位开启和关闭，开启速度、流通截面积明显优于原机；

2.改变液压系统的驱动压力，可以改变气门的开启速度；

3.该机构能够实现气门正时的连续可变；

4. 该机构能够实现气门升程的连续可变。

液压可变气门系统是今后可变气门系统的一个重要的研究方向，也是采用高压共轨柴油发动机控制排放，实现性能优化的一个重要举措[4, 5]。

1.2 可变气门系统发展现状

可变气门系统最早出现在美国，自 1880 年，第一件可变气门装置专利在美国申请，至 1987 年约有近 800 件[6]，如图 1-1 所示。多年来仍在持续不断地发展，并有变“热”的趋势。世界各国多年来开发了多种可变气门系统(机构)，这些系统有的部分实现了上述功能，有的只能对个别参数进行调整。只有少量结构简单，成本较低的用于实机上，大多数可变气门机构由于成本较高，或者可靠性的问题，只限于专利形式或者只进行了仿真研究。

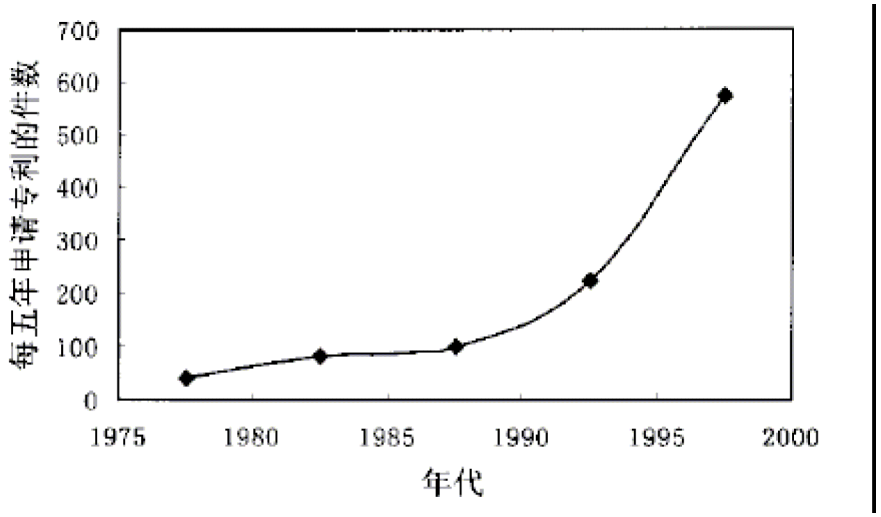


图 1-1 美 国 自 19 76 年 来 可 变气 门 专 利 的 发展状况

总的来说，诸多可变气门系统按照驱动方式主要可分为凸轮驱动系统和非凸轮驱动系统两大类。凸轮驱动系统研究时间相对较长，由于系统相对简单可靠，在汽车上已有应用。随着微电脑技术的发展，非凸轮驱动可变气门系统成为最近二十年来研究的新领域，由于其涉及液压，电磁，电子等多个系统，结构较为复杂，目前多用于大型低速船用发动机。

按照控制参数的不同，可变配气相位技术分为以下两类：

1 可变气门正时（Variable Valve Timing, VVT）

可变气门正时即气门开启与关闭时刻可变。根据气门开启持续期的变化情况又分为 2 类：

a 可变气门相位（Variable Phase, VP）即在气门开启持续期和升程曲线不变的

前提下，同时改变气门的开启时刻和关闭时刻，如图 1-2 所示[8]。

b 可变气门相位与持续期（Variable Event Timing, VET），即在改变气门正时的同时也改变了气门开启持续期[9]，如图 1-3 所示。

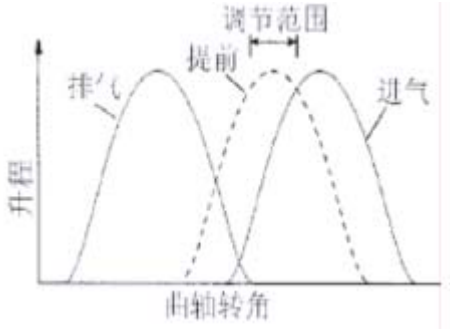


图 1-2 可变气门相位

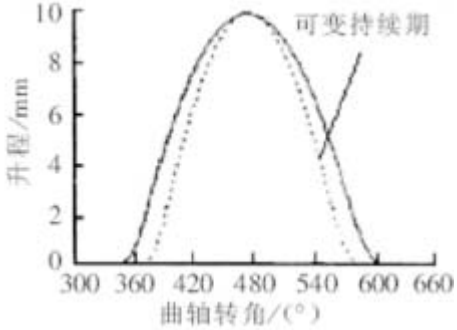


图 1-3 可变气门相位与持续期

2 可变气门升程（Variable Valve Lift, VVL）

此机构主要是改变了气门开启的最大升程，按照气门正时和持续期的变化情况又分为 2 类：

a 可变气门升程与正时 VLT（Variable Lift and Timing）即在改变升程的同时也改变了正时与开启持续期，其气门升程曲线如图 1-4 所示[10]。

b 气门升程单独可变即在保持气门的正时和开启持续期不变的条件下，单独改变气门的最大升程，其气门升程曲线如图 1-5 所示。目前只有 Lotus 公司研制的电液驱动气门机构能实现这种改变方式[7,11]。

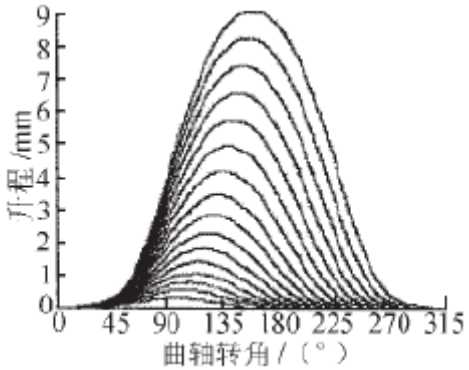


图 1-4 可变气门升程与正时

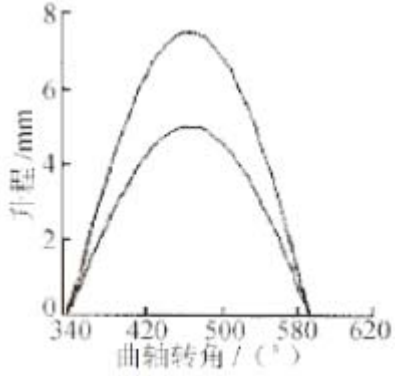


图 1-5 大门度可变气门升程

1.2.1 凸轮驱动可变气门系统

这类系统通过对凸轮轴传动，摇臂比，顶柱或正时皮带的调节达到改变气门正时或升程的目的，多为机械控制，也有少量为电子控制。由于保留了凸轮，因此，其调

节能力仍受到原凸轮型线的限制。

1.2.1.1 可变凸轮轴相位

这种机构每个气门一般只有一瓣凸轮(也有两瓣的)，它通过凸轮轴和曲轴的相位改变一个角度，以使气门的正时发生变化，而气门开启持续角度保持不变。大量的可变气门正时系统都属于这一类，它们主要的差异在于实现凸轮轴调相的方式不一样。该类机构原理简单，对原机改动小，成本低，便于采用，应用较为广泛，不足之处是只能对气门相位进行调节，而不能改变气门开启持续时间和升程。。AlfaRomemo, Nissan,Atsugi，以及 Mercedes-Benz 公司的可变气门正时系统都属于这一类，原理大致相同[11]。 在正时皮带轮(或链轮)与凸轮轴内轴之间设置一环形柱塞。凸轮轴内轴与环形柱塞之间，环形柱塞与内轴之间，以直键或花键传动。通过液压或电子控制，正时皮带轮与凸轮轴内轮之间的相对相位发生改变，从而使气门相位改变。图 1-6 为 Mercedes-Benz 公司的可变气门正时系统的原理图，由电子控制，这一系统已用于 Roadster500L 型的 5L V8 发动机。

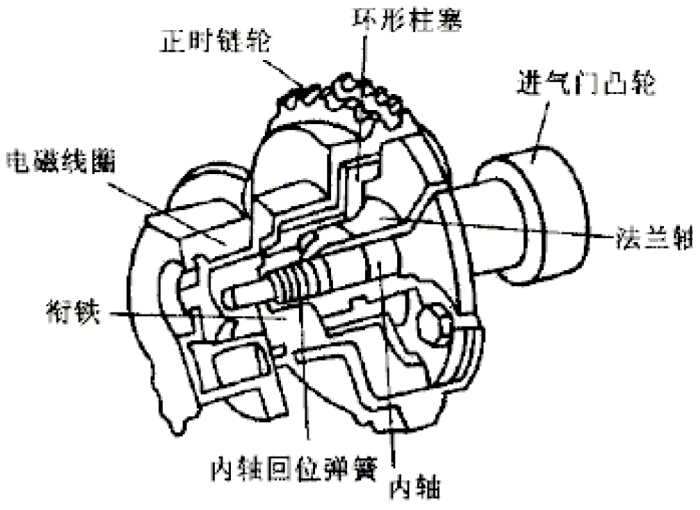


图 1-6 Benz 公司可变气门正时机构

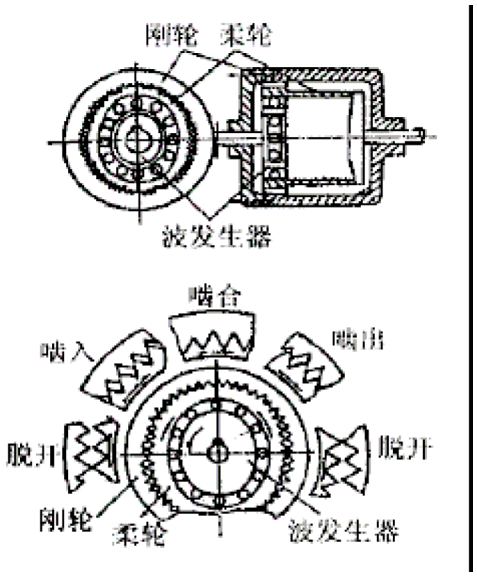


图 1-7 谐波传动调向机构原理示意图

另外一种典型的凸轮轴调相机构通过谐波传动实现。它主要由刚轮、柔轮和波发生器三个构件组成。柔轮是易变形的薄壁外齿圈，刚轮是刚性内齿轮，波发生器由椭圆盘和柔性轴承组成。三个构件的任何一个都可作为主动件，另两个一个固定，一个从动。亦可以任意两个为主动件，其余一个从动。通过使波发生器转动，使柔轮及凸轮轴相对于刚轮及正时齿轮转过一定角度，而达到调相的目的。图 1-7 为谐波传动调相机构的原理示意图。Nelson/Elrod 和清华大学都进行过这种结构凸轮轴调相机构的

研究[12]。

可变凸轮轴相位有螺旋齿式与叶片式两种结构，目前叶片式的结构已逐步取代了螺旋齿式的结构。

1.2.1.2 可变凸轮机构

可变凸轮机构技术一般都是通过两套凸轮或摇臂来实现的,即在高速时采用高速凸轮,而在低速时切换到低速凸轮,如图 1-8a 所示。图 1-8b 是采用可变凸轮机构后,发动机的性能与传统配气机构的性能比较,显然低速转矩和高速动力性能都得到了改善。这种机构的气门只有高速和低速两种运动规律,而无中间过渡过程,故不够完善,但因其结构较简单仍得到一些应用。

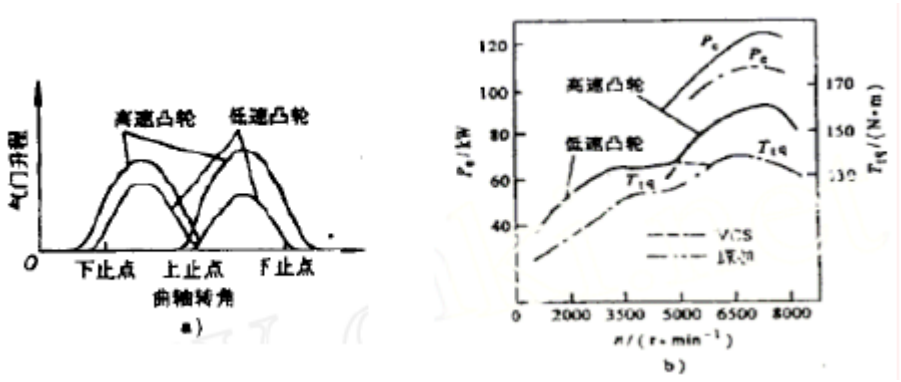


图 1-8 可变凸轮机构对发动机性能的影响

变凸轮机构主要包括三维凸轮机构，多凸轮机构等几种。

1.2.1.2.1 三维凸轮式

图 1-9 为 Fiat 公司的三维凸轮可变气门机构的示意图[13]。凸轮轴的轴向移动使得凸轮的不同部分与可倾斜导板接触，改变了气门的升程和正时。凸轮轴的轴向移动通过润滑油系统的润滑油压力控制。控制方式有机械的，也有电子的。该系统曾经安装在一台 Fferrari V8
发动机上做过试验。

该机构的优点是设计者能在很大程度上控制气门开启及回位的特性，落座速度可以控制，但气门正时和升程变化范围受到限制，且由于凸轮与导板之间为线接触，工作过程中，接触应力较大。

1-9 三维凸轮机构

1.2.1.2.2 多凸轮机构图

这种 机 构 在传统的凸轮轴上相邻布置了两个或更多的凸轮。任何时刻只由一个凸轮驱动气门。它或者通过凸轮轴的轴向移动，或者通过移动摇臂与各个凸轮配合，从而达到改变气门正时和升程的目的。

如图 1-10 所示 Honda 公司的 VTEC 系统即属于此类[14, 15]，其进、排气凸轮轴每缸设有三个凸轮相应三个摇臂。高速时，由液压作用使液压柱销同时带动主摇臂和次摇臂，高速凸轮驱动气门，改变气门正时与升程，其液压柱销的控制系电子控制。该系统已经应用于 NSX 型跑车的四气门发动机上。

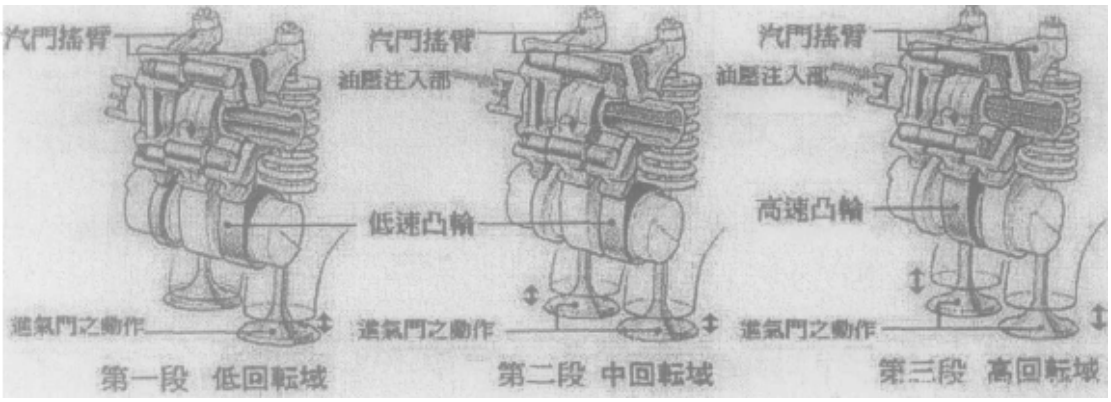


图 1-10 Honda 的三段式可变气门系统

这种结构实现相对简单，但其缺点是:

1) 由于凸轮轴空间的限制以及凸轮切换方法的限制，使得正时变化的个数有限;

2) 正时的改变不连续。

3) 当凸轮转换时，容易产生较大的冲击。

1.2.1.3 可变凸轮连接件

此类机构保持凸轮型线不变，通过改变凸轮轴与气门之间从动件（如推杆，摇臂等）的运动规律，实现气门运动的可变。按照从动件的类型分为液压式和机械式两类。20 世纪 90 年代中期，Siemens/Hyundai 开发的 EVT(Electronic Valve Timing)系统就属于液压式， 2000 年，Delphi、BMW 等公司开发出了控制自由度较大的机械式全可变气门机构。其中 BMW 公司的 Valvertonic 是较为典型的结构，已经广泛应用于发动机[16]。

此种机构的优点是结构简单。缺点是气门正时未得到优化。

1.2.1.4 可变凸轮型线

此类可变气门机构可同时改变气门的正时、持续期和升程。目前有阶段式改变与

连续式改变两种方式。Honda 公司的 VTEC、Mitsubishi 公司的 MIVEC 以及 Porsche 公司的 Vario-Cam 等均属于阶段式改变。以 VTEC 为例，目前的 VTEC 在
2 个进气门上采用了 3 个凸轮和 3 个摇臂。

1.2.1.5 可变液压顶杆机构

这种系统通过改变液压顶杆的容积改变气门的正时或行程。有机械控制也有电子控制。由于保留了凸轮，仍受到凸轮型线的限制，调节范围有限，其气门升程曲线只能在原凸轮驱动的气门升程曲线轮廓线内。

1.2.2 非凸轮驱动可变气门系统

非凸轮轴驱动可变气门系统取消了传统发动机气门机构中的凸轮轴及其从动件，而以电磁、电液、电气或其他方式直接驱动气门。系统设有电控单元，以检测发动机的工况，接受和处理传感器的信号并根据 MAP 图发出控制信号，控制气门的开启与关闭。该类典型机构如 FEV 电磁控制全可变气门机构和 Ford 的 ECV 无凸轮电控液压可变配气相位机构等[17]。目前以机械式气门控制机构为主流，但其技术发展趋势将朝电磁气门控制系统迈进。采用无凸轮轴气门驱动的特别好处如下：

a)能灵活地、单独地控制进排气门开启、关闭以及气门开启延续时间,使发动机每一工况的这些参数都符合最佳性能要求从而改善发动机整体性能。

b)简化了发动机的结构,降低了发动机的加工成本和质量；气门可根据燃烧室的型式来布置,不必布置在与凸轮轴中心线垂直的平面上,气门布置的灵活性可能导致设计出新的更有利于发动机工作的燃烧室型式。

c)每个气门单独驱动(旋转气门除外),因此容易实现依次停缸,使发动机处于较低燃油消耗率的工作状态,降低油耗。

d)可通过实时改变进气门晚关角来改变多种燃料发动机的有效压缩比,以适应不同燃料的要求[18]。

1.2.2.1 电磁驱动可变气门系统

电磁气门是一种由微处理器控制电磁阀的无凸轮轴全可变气门机构。它可按工况的变化全程调整气门的运动参数，实现对气门的升程、运动速度和开启持续时间的独立控制，从而获得较好的燃油经济性，更优异的扭矩和功率特性，提高怠速稳定性并降低排放。电磁铁驱动的可变气门系统一般由电磁线圈直接驱动气门，通过改变线圈的通电和断电时刻控制气门的开启始点和开启持续期。气门动作调节灵活，响应迅速，调节能力强[19]。

电磁驱动可变配气相位机构的原理如图 1-11 所示。EVA 装置主要由两个相同的电磁铁、两个相同的弹簧和气门组成。发动机不工作时,线圈 1,2 均不通电,气门半开半闭。发动机启动初始时刻,EVA 初始化。假设发动机管理系统根据曲轴转角判定某气门在这一时刻应开启,则线圈 2 通电,衔铁与铁芯 2 间的电磁力克服弹簧力,使气门向下运动直至全开。此后线圈 2 继续通小电流,以使气门保持在全开状态。需气门关闭时,线圈 2 断电,

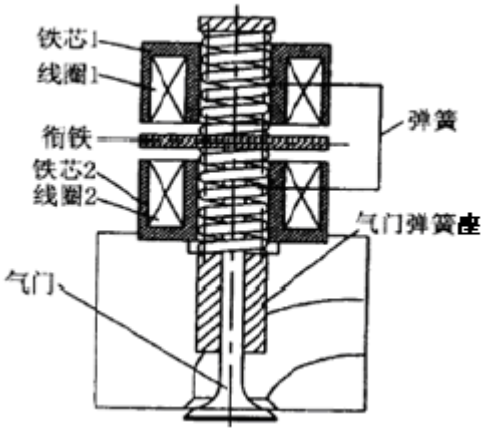


图 1-11 电磁气门驱动原理

气门及衔铁在弹簧力作用下向上运动。在适当时刻,线圈 1 通电,气门在电磁力的作用下继续向上运动直至关闭。此后,线圈 1 仍然通小电流使气门保持在关闭状态。气门开启时,线圈 1 断电,气门向下运动，如此循环往复。

这种系统的优点是取消了凸轮轴,气门开启和关闭定时较自由;开启和关闭动作迅速。缺点是气门有较大冲击与噪声，磨损较快；为了防止线圈过热，需要另外的冷却和润滑；气门落座速度较大[20]。

1.2.2.2 电液驱动可变配气相位机构

无凸轮电液驱动配气机构就是取消凸轮轴及其从动件,利用一种压缩性较小流体的弹性特征对气门的开启和闭合起加速和减速的作用,对内燃机气门定时、气门升程和气门运动速度提供了连续的可变控制。气门加速时流体的势能转化为气门的动能,气门减速时的动能又转化为流体的势能,在整个过程中能量损失很少。可分为有回复弹簧式和无回复弹簧式两种,前者由高压流体驱动气门开启，而由弹簧驱动气门的关闭。后者气门的启闭全由液压系统驱动。回复弹簧式气门的优点是气门关闭可靠，是目前最为受到推荐的机构形式。

(1)电子控制无弹簧液压活塞可变气门驱动系统

该系统取消了凸轮及回位弹簧。典型代表是福特公司的电液驱动无弹簧可变配气相位机构。图 1-12 为 Ford 公司的电子控制无弹簧双作用液压活塞可变气门驱动系统的原理图[21]。它包括一个高压和一个低压油源。在气门顶部装有一个双作

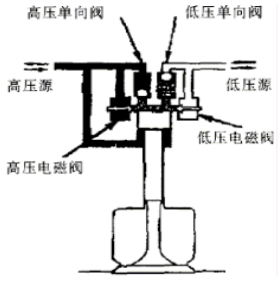


图 1-12 福特公司电液驱配气机构原理图

用的液压活塞。活塞上部的油腔可分别与高压和　低压油源相连通。活塞下部油腔一直与高压油源连通。活塞上部的面积显著大于下腔的面积。高压电磁阀在气门开启的加速过程中开启，减速过程中关闭。低压电磁阀的开启和关闭控制气门的关闭过程。系统还包括有一个高压单向阀和一个低压单向阀，使得气门在开启到最大行程时活塞上部不至压力过低，气门在落座之前活塞上部油腔压力不至过高。

(2)电子控制单弹簧作用液压活塞可变气门驱动系统

这种系统也取消了凸轮轴。保留了气门回位弹簧。图 1-13 为 Lucas 公司电子控制有弹簧单作用液压活塞可变气门驱动系统的示意图

系统使用一个常闭型和一个常开型两位两通电磁阀共同作用，控制气门的开启与关闭。通过回位弹簧回位。液压系统压力为 10-35MPa。这种系统中，气门的开启与关闭时刻，以及气门的开启速度和气门升程由电子控制单元控制(ECU). ECU 能根据发动机的转速和负荷等输入优化发动机的性能。

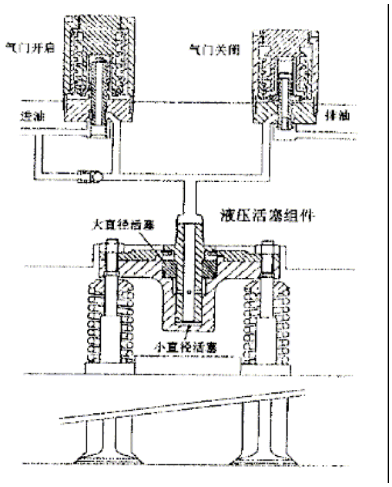


图 1-13 公司电液驱动单弹簧系统

（3）电液驱动活塞双弹簧系统

Daimler-Benz 公司研究员 Letsche 研制的电液气门驱动机构如图 1-14。该系统工作时依靠电磁阀控制液压系统使内燃机气门动作。气门在其起始(全闭)和终了(全开)位置之间振动。开启力来自气门开启弹簧,关闭力来自气门关闭弹簧。气门与柱塞固定相连,柱塞在液压作用下由液压缸一端自由移向另一端。油压将柱塞顶靠在液压缸一端使气门开启,并持续一段精确的时间。在适当时刻电磁阀又开启,使液压油回流。柱塞再一次移动,气门在其弹簧力的作用下迅速关闭。这种新的

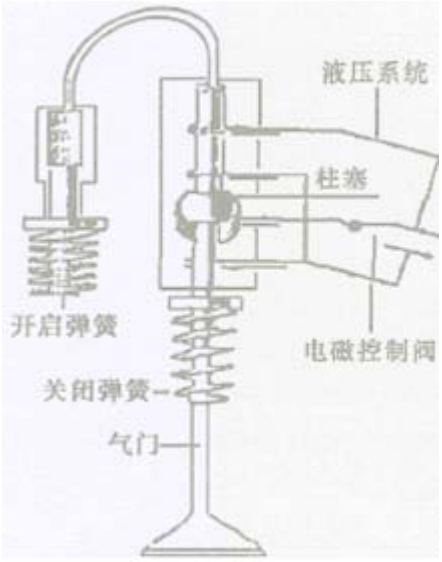


图 1-14 DaimlerBenz 公司电液驱动活塞双弹簧系统

气门定时机构能耗很低,各个气缸的气门能独立地开启和关闭。在不需要内燃机满负荷工作时,可以依次关闭一部分气缸或使其怠速运转,而又不让这些气缸冷却下来,从而既降低了燃油耗又降低了排放[22]。

电液驱动可变配气相位机构的这三种方式仍然处于试验室阶段。比较这三种驱动模式,其基本原理是相同的,只不过是在具体实现形式上有差别。所以,他们具有相同的缺点:首先,提高响应速度就要提高液体压力、闭环控制、减少系统泄漏,不过这样使得能耗过大、密封难以解决;其次,系统工作时,液体的压力波动、可压缩性、电磁阀的响应速度以及气缸内气体压力波动时的气门运动均难以精确控制;最后,在液体工作过程中,频繁的进行动能、势能转换,产生很多热量,不能很好回收能量,使得系统效率很低,功率消耗很大。

1.2.2.3 电气驱动可变配气相位机构

电气驱动可变配气相位机构与电液驱动可变配气相位机构的工作原理相似，只不过所用的介质为空气。与液体相比，空气的粘度低、运动惯性小，有利于提高电气驱动可变配气相位机构的响应速度。但空气的可压缩性更高，更难精确控制。因此，空气作为传动介质的优越性并不明显。寻找合适的传动介质是提类气门驱动机构性能的关键。

1.2.2.4 其他驱动方式的可变配气相位机构

近年来研究的其他方式的无凸轮轴气门驱动机构包括电机—凸轮驱动和旋转驱动器—摇臂驱动等。电机控制可变气门驱动系统的凸轮由与原凸轮轴传动系统无关的电动机直接单独驱动，已经不再是传统意义上的凸轮，故归于此类。每一个气门都有一套直流电机带动凸轮驱动过增加或减少气门开启时凸轮/电机的角速度来改变气门动作的持续时间，以相应缩短或延长气门的动作时间。通过使凸轮在气门开启或关闭点附近摆动来实现部分升程运行。

该系统的优点是转速范围广，在可变定时和部分升程运行方面具有较好的灵活性。缺点是难以将发动机的运转过程与电动机协调一致，由于控制过程中涉及频繁改变电机的转速与转向，控制相当复杂，在高转速下，电机消耗的功率太大。

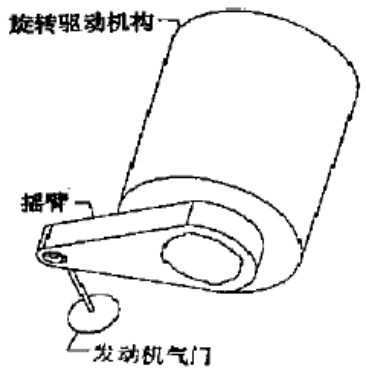


图 1-15 旋转驱动器-摇臂式

P.Fitsos 等人提出了用旋转驱动器—摇臂

驱动气门的方法,如图 1-15,旋转驱动器工作原 理类似于计算机中驱动读写磁头的驱动装置,能速运动,准确定位，但文献中只对此驱动方式进行了仿真计算[24]。

1.2.2.5 无凸轮轴可变配气相位机构发展前景

采用无凸轮轴气门可灵活改变气门正时，简化发动机结构，有选择地停缸，灵活改变发动机有效压缩比以适应多种燃料要求，使发动机获得比采用一般可变气门驱动机构更多的好处。其对发动机性能的影响主要是通过对配气参数的优化作用，配气参数包括发动机进排气门的启闭相位、启闭速度、气门升程和气门开启持续期。应用全可变配气相位机构可以减小发动机的泵气损失、加快进气速度，改变残余废气系数、提高进气效率，从而改善发动机的燃烧效果，使发动机的动力性、经济性和排放性综合得到提高。

通过以上分析可知，所有保留了凸轮的可变气门系统，气门的工作特性都受到了凸轮型线的限制。要达到气门正时、气门升程、气门开启持续期以及气门响应速度在各种工况下均可以进行柔性调节，就必须取消凸轮轴，从而使气门的动作与发动机相互独立。

无凸轮可变气门系统由于去掉了凸轮，而且系统由电子控制单元控制，其气门正时、开启持续期、升程、动作速度完全柔性可调，是到目前为止最有潜力、自由度最大的可变气门系统。而且，由于去掉了凸轮及其一系列从动件(齿轮机构、摇臂、顶杆等)，结构大大简化，节约了大量的空间，并且在一定程度上改善了曲轴的应力状态，同时减小了柴油机的能耗[25]。

1.3 本文的选题背景

现在全球的环境问题日益突出，能源短缺的现象亦愈加明显，相应而来的必然是排放法规的越来越严格，各国对提高燃油经济性和降低有害排放物的要求日趋迫切，节约能源和控制有害排放已成为发动机技术的发展方向，而优化发动机气门的启、闭正时，升程和相位是改善发动机性能，提高经济性和减少有害排放的一种重要途径，随着能源和环境问题的日益突出,以及计算机技术的飞速发展,电子技术被广泛地用于发动机的监控系统中,继电控喷油、相继增压、可变喷嘴涡轮增压等技术在发动机上的成功应用,电控配气技术也越来越成为新的研究热点。

伴随着微电脑技术的飞速发展及其在发动机上的广泛应用，可变气门系统已开始由结构简单的、调节范围有限的、机械式的可变气门系统，向精确的、多自由度的、全柔性控制的、智能型电子控制可变气门系统发展。对于可变气门系统，国外已经进

行了大量的研究，有了很多实用的成果，国外柴油机的电控可变气门技术已初步成形，而且已经有了实验室的产品。反观国内的状况，相关技术的研究有的刚刚起步，而有的还没有起步。可以说我国汽车工业尚处于“幼稚”阶段，整车制造技术比美、日落后了 15 年左右。但是由于国内汽车市场有着很大的需求，各大过外汽车集团纷纷在国内投资建厂，不断拿出新车型、新技术抢占市场先机。在可变配气机构技术方面，像丰田公司的 VVT-i 发动机、本田公司的 VTEC、i 一 VTEC 发动机都已开始本地化大批量生产。对于自主知识产权的可变配气机构技术发展，国内高校、科研机构和生产企业一直也都在进行研究工作，但产业化步伐进展缓慢。国外已经有产品上市，而国内相关技术的研究工作尚未起步。这势必造成柴油机行业的长期落后，失去竞争力。因此，我们迫切需要掌握有关柴油机电控可变气门系统的技术及其工作机理。总的来看，目前我国汽车发动机可变配气机构技术尚处于起步阶段，在世界技术发展趋势的影响下，未来几年内，该技术必将在国内高速发展、广泛采用。

1.4 本文的主要研究工作

本文以高压共轨柴油机配气系统为研究对象，研制一套无凸轮电一液驱动可变气门系统。该系统应能在自主开发的柴油机电子一液压控制试验台上实现对发动机气门正时、气门升程、气门开启持续期以及气门开启速度进行柔性调节，此外通过对系统进行试验研究和理论分析，掌握无凸轮电一液驱动可变气门系统的技术要领及其工作机理。本课题的主要研究内容包括：

（1）通过合理的模型结构设计，选择适合发动机要求的气门升程曲线

（2）然后设计合适的执行机构，尽量得到理想的气门升程曲线；

（3）通过台架试验完善执行机构的结构设计，得到最终的设计结构；

（4）通过实验对程序进行优化，以达到满意的控制要求。

1.5 本章小结

本章分析了国、内外可变气门技术的发展现状与发展动态，结合国际环境的大背景，提出了本文的研究任务，即研制一套高压共轨电一液驱动可变气门系统，最后确定论文的主要研究内容。要深入研究可变气门技术的工作机理，了解电控柴油机可变气门系统研发的关键技术。

第二章 无凸轮可变配气系统性能仿真

2.1 内燃机仿真的研究现状

20 世纪 60 年代以来，随着大型电子计算机的飞速发展及计算流体力学、计算传热学、化学动力学等基础理论的深入研究，内燃机燃烧和喷雾的数值模拟逐渐形成了一个独立的发展分支，内燃机工作过程的仿真成为一种可能。1961 年，G.W.Morgenthater 首次对“仿真”一词做出了技术性的解释：指在实际系统尚不存在的情况下，对系统或活动本质的复现[26]。目前一个比较流行于工程技术界的定义是：仿真是通过对系统模型的实验去研究一个存在的或设计中的系统。

仿真技术以实验和基本理论的研究成果为基础，通过计算机把实验研究、理论分析和科学计算有机地结合在一起。它具有调节参数方便、运行速度快、成本低等优点，可以在众多的影响因素中找出关键的控制变量，优化实验与设计方案，预测产品性能，降低产品的研制周期及费用。因此对内燃机工作过程而言，进行数值仿真已成为研究和设计中的一种有效手段。

内燃机是一个极为复杂的机器，难以完全确定各点的不稳定边界条件，这就需要建立各种各样的物理数学模型使内燃机系统简化[27]。内燃机的仿真技术能够建立比较符合实际的物理模型，通过数学模拟予以表达，求得各热力参数随时间变化的规律，用以分析内燃机的性能及其影响因素；也能系统地模拟结构参数、燃烧规律、配气相位、进排气系统中的流动阻力、中冷器特性以及涡轮增压器特性等与内燃机性能间的相互关系，并进行参数优化，寻求最佳的组合方案，为内燃机的设计、试验和性能改进提供理论依据。这样，就能使现代内燃机的理论研究建立在一个全新的基础上。

内燃机的缸内数值模拟仿真经历了从零维到准维，再到多维的发展阶段。

零维模型就是假定气缸内工质均匀分布，多种热力参数和热物性参数处处相等，据此计算出燃烧放热规律，可简便直观地评价和诊断燃烧过程中能量转换的效率。

准维模型诞生于70年代，其发展的直接原因便是排放的限制。这类模型是在热力学模型的基础上考虑喷雾及火焰传播等物理过程的长度尺度，把燃烧室按火焰位置或喷注空间分布形态，分成两个以上的区域，分别考虑喷雾扩散、

油滴蒸发、混合与卷吸、燃烧火焰传播及已燃区燃烧产物变化等过程，组成燃烧模型预测缸内不同区域的燃烧温度，并针对不同机型侧重不同的子过程，使放热率更接近实际，并能预测有害排放物浓度。概括起来，国外提出的准维模型主要有:CAV模型[27]、Cummins模型[28]和广岛模型[29]等。目前，内燃机的准维燃烧模型和一维气体动力学的仿真分析软件，已成功应用于各类内燃机的开发过程中。但是准维模型与柴油机燃烧室中实际存在的不均质状态相比，仍然是非常简单的，它对若干子过程的描述是建立在经验的、表象的基础上的，其通用性受到一定的限制。

准维模型和零维模型共同缺点是：难于精确计算燃烧室几何参数的变化和缸内气流状况变化对燃烧过程的影响。多维模型避免了这些缺点。多维模型对过程的描述不再是从现象出发，而是建立在流体力学、热力学、燃烧化学等普遍定律的基础上。多维模型通过求解质量守恒方程、动量守恒方程、连续性方程及状态方程等基本偏微分方程，得出与燃烧过程相关的较详尽的信息。这些信息对于深入了解燃烧过程的细节、优化燃烧过程的组织，尤其是判断局部区域有害物质的生成都有着积极的意义。目前多维模型的研究主要在进气流动、喷雾混合、着火燃烧、传热等几个方面。

2.2 Ricardo WAVE 软件的简介

Ricardo WAVE 软件是英国 Ricardo 公司开发的一个软件，它使用发动机准维燃烧模型和一维气体动力学模型进行发动机稳态和瞬态的性能分析，具有功能强大、界面友好等特点。该软件是为研究发动机性能而开发的一套模拟计算程序，不仅适用于燃料在缸内混合的发动机(如柴油机)的模拟计算，而且适用于燃料在缸外混合(如汽油机)的模拟计算。

Ricardo WAVE 的应用：

（1）发动机性能仿真分析；

（2）增压器匹配、响应；

（3）进／排气系统设计，提高性能同时降低噪音；

（4）发动机管理系统开发；

（5）柴油机（Diesel）／汽油机（SI）燃烧和 NOx 和 HC 的排放；

（6）发动机—传动系—车辆—EMS 联合仿真分析；

（7）发动机 1D／3D 流动耦合仿真分析；

（8）燃烧室周边零件的瞬态热分析（活塞，气缸套和气缸盖）；

（9）动态和瞬态扭矩响应研究；

（10）气门头部外形和配气定时优化；

（11）进气消声器、滤清器，排气催化器、消声器和吸附材料的研究；

（12）EGR 和 VGT 控制策略、怠速控制、喷油控制策略的研究。

Ricardo WAVE 的主要特点：

（1）从进气到排气的完整建模能力；

（2）可任意设定的点火顺序和点火间隔；

（3）四冲程或二冲程（含扫气）工作方式模型；

（4）用于热传导、燃烧和发动机摩擦计算的系列模型；

（5）提供标准燃油库，也可以用户自定义燃油；

（6）使用标准特性图形式描述涡轮/增压器；

（7）可任意结合的提升阀，气门和簧片阀；

（8）应用程序接口两个或更多的 CAE 程序按时间步耦合计算。

2.3 WAVE 中的柴油机建模

为了使问题简化，Ricardo WAVE 软件对缸内热力过程作如下假设:

对燃料在缸内混合的发动机而言，假定:

(1)气缸内工质的状态是均匀的，也就是不考虑气缸内各点工质的压力、温度和组分的差异，并假定在进气期间，通过系统边界流入气缸内的空气与缸内残余废气实现瞬时的完全混合；

(2)工质为理想气体，其比热、内能、焓等参数仅与气体温度和气体成分（瞬时过量空气系数）有关；

(3)气体流入或流出气缸的流动过程为准稳定流动过程；

(4)工质进、出口处的流动动能忽略不计；

(5)燃料喷入气缸内立即燃烧；

(6)空燃比从燃烧始点到燃烧终点逐渐减小。

对燃料在缸外混合的发动机来说，假定:

(1)在燃烧开始混合气是均匀的；

(2)在燃烧期间，空燃比是定值；

(3)尽管已燃气体与未燃气体的组成不同，但有相同的压力和温度。

2.4 可变配气系统性能仿真

2.4.1 1015 型柴油机基本参数

如表 2-1 所示：

表 2-1 1015 型柴油机的基本参数

气缸数	气缸直径	活塞顶隙	冲程	连杆长度	额定转速
6缸	132mm	1.5mm	145mm	262mm	2400
进气门直径	排气门直径	排气摇臂比	进气摇臂比	进气门间隙	排气门间隙
39mm	36mm	1.5077	1.2987	0.25mm	0.3mm

2.4.2 模型建立

2.4.2.1 系统模型

利用wave软件系统的模型建立如图2-1所示：

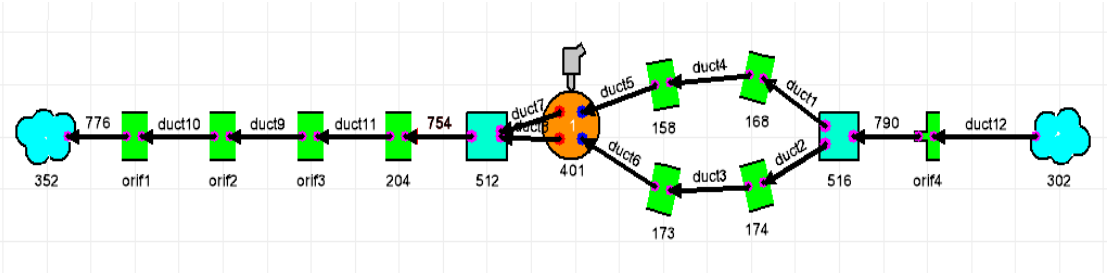


图 2-1 柴油机仿真模型

由于时间问题，本文只做了单缸机的仿真研究。

2.4.2.2 各符号意义及其参数设置

除了 2.4.1 所给的基本发动机参数之外，仿真系统还有一些自己的参数如下：

（一）周围环境

图中的 302 和 352 代表周围环境，302 代表进气环境，352 代表排气环境，外部空气压力取一个标准大气压，进气压力增压之后达到 P=3.65bar，进气温度 T=327K，空气成分按新鲜空气计算。CO、NO_2、NO 的浓度都取 0。

(二）进排气系统

图中的 duct12 是进气总管， 790 为变径进气总管，锥角 3.43363 度，弯曲角度 90 度。790 右端与 duct12 的管径不同，因此需要一个变径接头 orif4。进气管 790 通过一个 Y 型接头 516 分为两路。从 Y 型接头 516 出来后，进气管 duct1、duct4、duct5 和接头 168、158 组成一路进气，进气管 duct2、duct3、duct6 和接头 173、174 组成一路进气，这两路直接和进气门相连，就构成了进气系统；进气压力是

3.8bar，进气时温度是 327K。

发动机废气从排气门出来后进入两个排气岐管，这两组排气岐管分别由 duct7 和 duct8 构成，此时压力降为 2.8bar,废气温度升为 800K，壁温为 550K，两路通过一个 Y 型接头 512 合入渐扩的排气总管 754，锥度为 2.51059。从 754 出来的废气通过排气管 duct9、duct11、duct10 和接头 204、orif3、orif2、orif1 进入周围环境 352 完成进排气过程。

（三）发动机系统

发动机系统在图中的编号是 401，是一个两进两排的四气门发动机，活塞碗口深度 19mm，碗口直径 84mm，体积 150ml。

2.4.2.3 参数面板

设置完参数后的参数面板如图 2-2 所示：

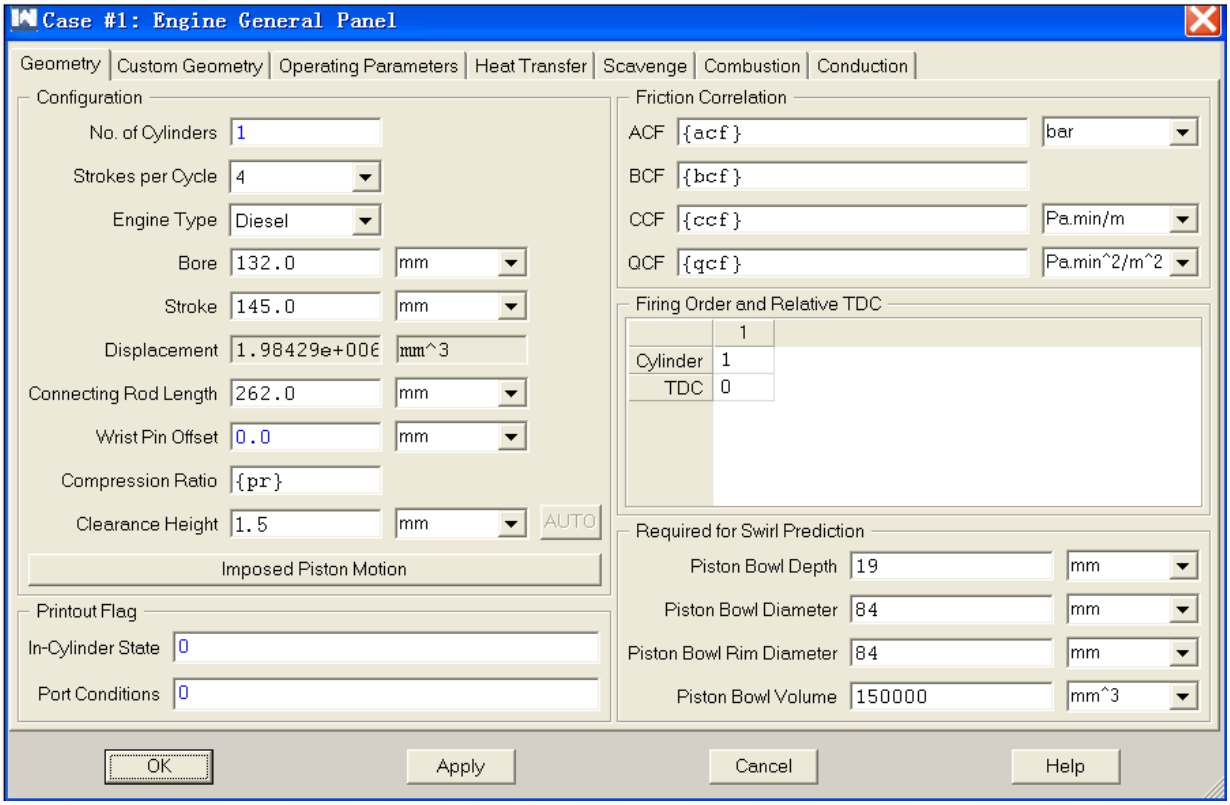


图 2-2 参数面板

2.4.3 可变气门技术对发动机性能的影响分析

2.4.3.1 已知条件

（一） 已知进排气门升程规律

初始进排气门升程规律如图 2-3 和 2-4 所示：

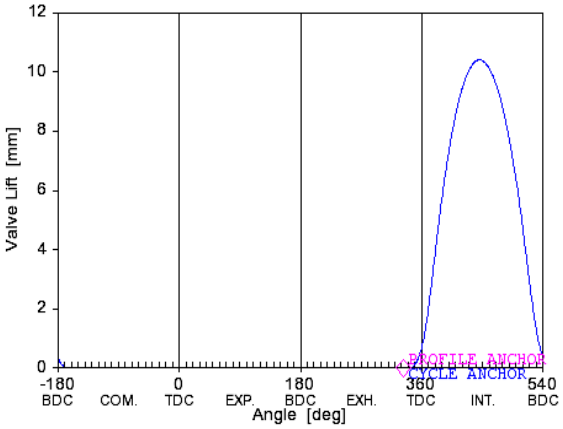


图 2-3 进气门升程曲线

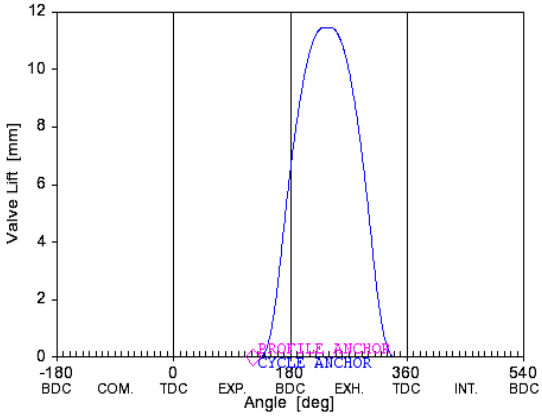


图 2-4 排气门升程曲线

（二） 初始进排气门移动速度

初始进排气门移动速度如图 2-5 和 2-6 所示：

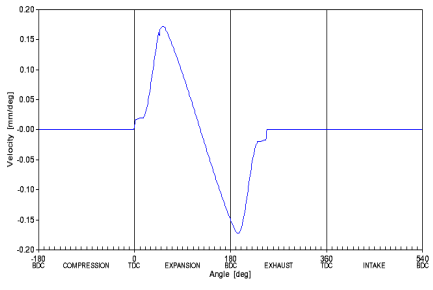


图 2-5 进气门移动速度

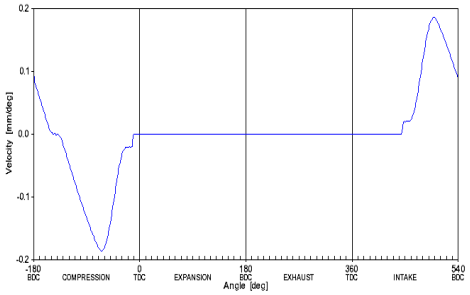


图 2-6 排气门移动速度

（三） 燃烧模型的选择

要精确模拟内燃机的实际燃烧过程需要在气缸内建立三维非稳态计算模型。这种模型考虑流体的可压缩性和粘性，考虑油束贯穿、油滴破碎、气化及空气的卷吸，考虑紊流扩散和混合。将燃烧室划分成足够多的且随实际过程进行而相应“压缩”、“膨胀”的立方网格，在每个网格上建立方程，然后求解这些成千上万个微分方程组。本文发动机整机性能计算利用的是韦伯半经验函数来模拟燃烧放热率，这也是在内燃机零维燃烧模型中通常采用的方法

链式反应的化学性质是由反应过程中形成的活化中心的数量来确定的。50 年代，韦伯根据链反应理论提出了描写内燃机燃烧速度的半经验公式，认为参与化学反应的原始物质的分子数与能引起有效反应的活化中心的数目成正比，提出了韦伯燃烧模型。

假设燃烧过程中，反应速率 w 与燃料的摩尔数 N 和时间 t^m 成正比：

$$w = KNt^m \tag{2.1}$$

因为：w=-dN/dt　　dN/N=$-Kt^m dt$

积分得：

$$N/N_0=\exp[-\frac{k}{m+1}t_z^{m+1}(\frac{t}{t_z})^{m+1}]=\exp[-ay^{m+1}] \tag{2.2}$$

已燃烧的燃料比：

$$x=1-e^{-6.908\,y^{m+1}} \qquad y=\frac{\varphi-\varphi_0}{\varphi_z} \tag{2.3}$$

式中　x—已燃燃料的百分比；

m—燃料品质系数；

N_0—初始摩尔数；

φ—瞬时曲轴转角；

φ_0—燃烧起始角；

φ_Z—燃烧持续角。

燃烧放热百分率：

$$\frac{dx}{d\varphi}=6.906\frac{m+1}{\varphi_z}y^m e^{-6.908y^{m+1}} \tag{2.4}$$

式中　$\frac{dx}{d\varphi}$　—燃烧放热率；

燃烧品质指数 m 是表征放热率分布的一个参数，m 值的大小影响放热曲线的形状，应根据机型、发动机转速等因素选取。由于韦伯放热率曲线的形状与低速柴油机的实际放热率曲线很相似，与中速柴油机也基本相似，所以该模型对于分析、计算和预测内燃机性能起了重要的作用，能够预估燃烧过程中的主要性能参数，实践证明其使用是有效的，目前仍被广泛采用。本文的放热规律就是按柴油机的韦伯燃烧放热规律进行计算的。

（四）进排气流量计算

通过进、排气阀口流入或流出气缸的流动过程视为准稳定流动过程，即当计算步长足够小时，一个步长内的流动过程可认为是稳定流动过程。进排气门的喉口相当于一个流通面积随时间而变化的孔板，并假定为一维等熵绝热流动。这时，在$d\varphi$曲轴转角内，流过气门的流量 dm 为:

$$dm=\frac{1}{\omega}\cdot\mu F\sqrt{\frac{p_1}{v_1}}\cdot\psi\cdot d\varphi \tag{2.5}$$

式中 ω—发动机的角速度；

μ—流量系数；

F —瞬时几何流通截面积；

ψ—流动函数；

p_1—工质前压力；

v_1—气门前工质比容。

（五）喷油器参数

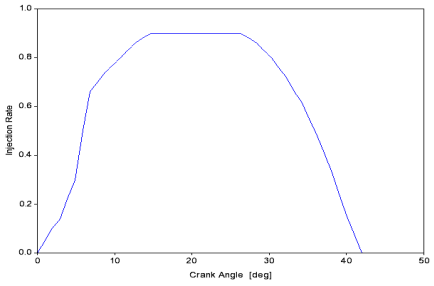


图 2-7 喷油器喷油规律曲线

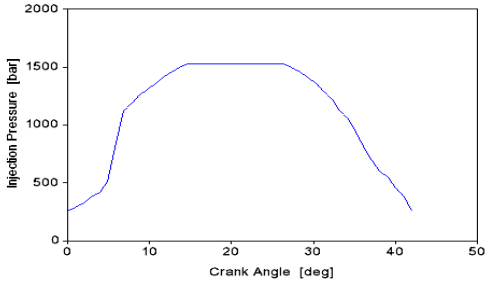


图 2-8 喷油器喷油压力曲线

喷嘴直径 1.3mm，喷油锥角 25 度，初始燃油喷射速度 200m/s，喷油提前角为-10 度，每循环喷油量为 281.5mg,喷油规律和喷油压力如图 2-7 和 2-8 所示。

2.4.3.2 可变气门技术对发动机性能的影响

配气参数主要包括发动机进气门开启持续期、进气门的启、闭正时，排气门开启持续期、排气门的启、闭正时、气门开启的最大升程等。这些参数的优化可以改变发动机的压缩比，减小泵气损失，加快进气气流速度，改善混合气质量，改变残余废气系数，提高进气效率，最终改善发动机的燃烧过程，使发动机的动力性、经济性、排放性等性能得到综合提高。本文基于以上的考虑，对发动机的各个参数对性能的影响做了仿真分析，以期可以从中找出一个合适的气门升程曲线，达到对发动机性能的优化与改进。以下的工况在不做说明的情况下均按额定工况计算。

（一） 增加进气门开启持续期

发动机适当的改变压缩比，可以得到较好的经济性和起动性能，从而可以优化其性能。减小压缩比可以降低发动机的机械负荷和热负荷。减小压缩比的方法很多，最简单的方法就是通过适当增大进气门迟闭角或提前关闭进气门减小压缩比[30, 31]。

本文采用增大进气门开启持续期以增加进气门迟闭角的方法改变压缩比以优化发动机的性能，优化前进气门持续角度为 230 度，优化后增加到 241 度，增加了 11 度，优化前后的气门升程曲线如图 2-9 所示：

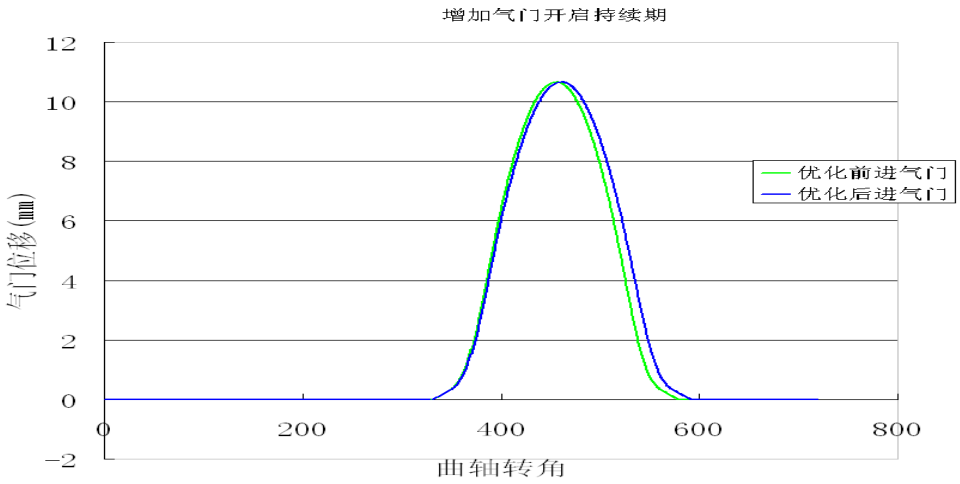


图 2-9 增加进气门开启持续期的气门升程曲线对比

优化前后的结果比较下：

（1）优化前后缸内压力变化如图 2-10 和 2-11 所示：

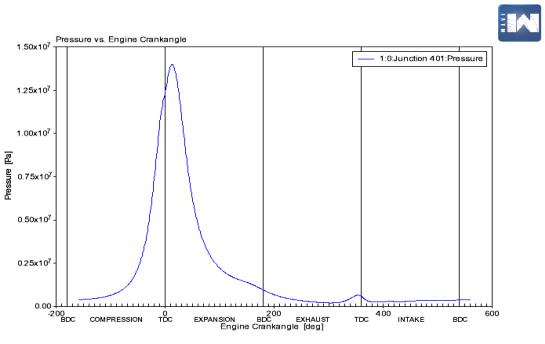


图 2-10 优化前缸内压力的变化

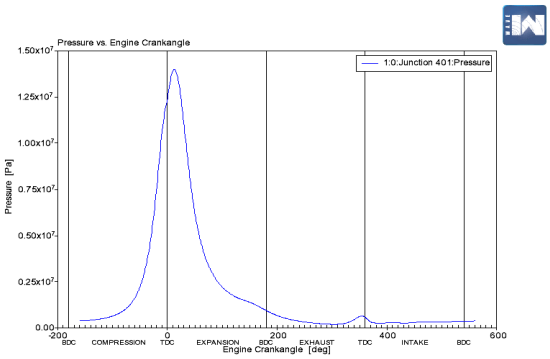
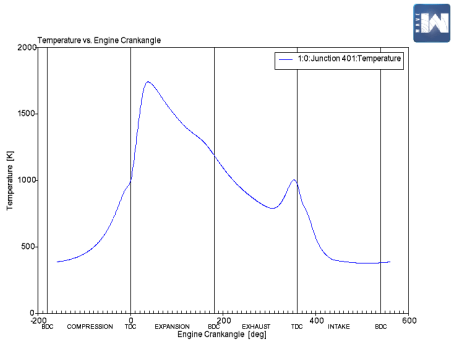


图 2-11 优化后缸内压力变化

（2）优化前后缸内温度的变化如图 2-12 和 2-13 所示：

由于前后的差别化比较小，缸内的压力和温度变化不是很大，就不做具体的比较，只是作为一个大概的压力和温度的趋势图形作为参考。下面仅仅就优化前后的性能对比做分析。优化后的发动机性能变化如下：



2-12 优化前缸内温度曲线变化

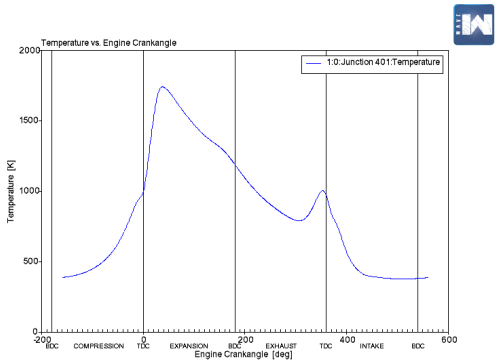


图 2-13 优化后缸内温度变化曲线

（3）动力性指标的变化如表 2-2 所示：

表 2-2 优化前后动力性指标的变化

	指示功率（HP）	有效功率（HP）	指示扭矩（N·M）	有效扭矩（N·M）
优化前	133．8	116．8	396．9	346．5
优化后	134．7	117．6	399．8	348．8

（4）经济性指标的变化

燃油消耗率是评价发动机经济性指标的重要参数，优化前的燃油消耗率为 $0.2327\,Kg/kwh$，优化后的燃油消耗率为 $0.2312\,Kg/kwh$。

（5） 排放性能的指标变化如表 2-3 所示：

表 2-3 优化前后排放性能的变化

	NOx (PPM)	HC (PPMC1)	CO (PPM)
优化前	1250	40．90	386．8
优化后	1281	41．39	310.1

通过比较可以发现，优化后的发动机在动力性和经济性上都有了一定的提高，但是不是很大。在排放上还不是很理想，NOx 和 HC 数据有所上升。

（二） 增加进气门开启提前角

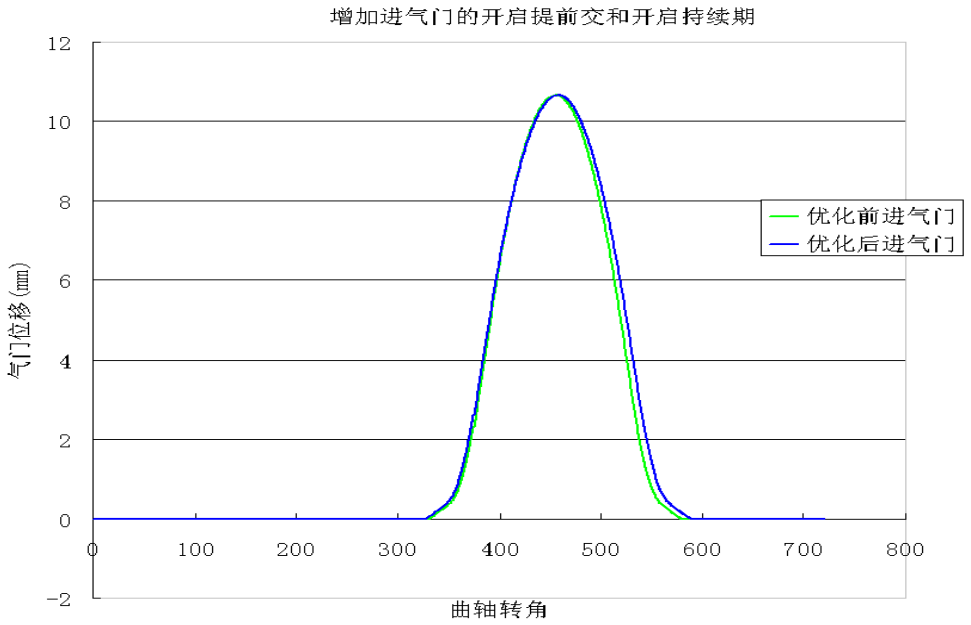


图 2-14 增加进气门开启提前角

优化气门正时可以提高充气效率[32, 33]，提高扭矩，提高燃烧速率，获得较高的循

环效率，在增加进气门持续角的基础上增加进气门开启提前角进行优化，气门开启提前角从上止点前 27.5 度增加到上止点前 31.5 度。优化前后的进气门升程曲线如图 2-14 所示：

（1） 优化前后燃烧速率的变化

燃烧速率和放热速率密切相关，和缸内压力与温度的变化都有很大关系，优化前后的燃烧速率曲线如图 2-15 和 2-16 所示：

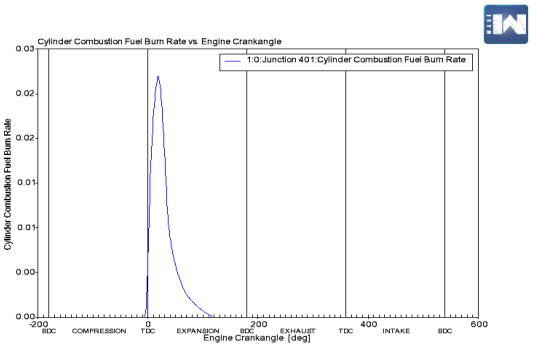


图 2-15 优化前放热率曲线

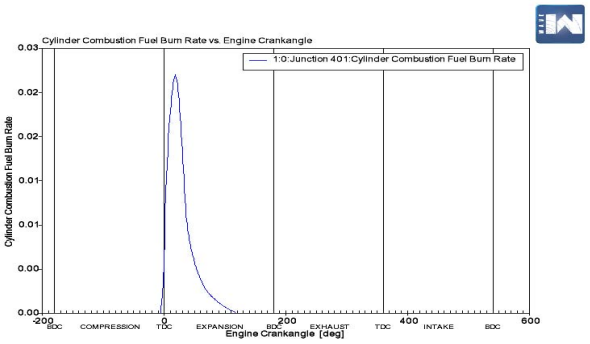


图 2-16 优化后放热率曲线

（2）动力性指标的变化如表 2-4 所示：

表 2-4 优化前后动力性指标的变化

	指示功率（HP）	有效功率（HP）	指示扭矩（N·M）	有效扭矩（N·M）
优化前	134．7	117．6	399．8	348．8
优化后	134．3	117．2	398．4	347．7

（3）经济性指标的变化

燃油消耗率是评价发动机经济性指标的重要参数，优化前的燃油消耗率为 $0.2327\,Kg/kwh$，优化后的燃油消耗率为 $0.2319\,Kg/kwh$。燃油消耗率有所下降，但不是很明显。

（4） 排放性能的指标变化如表 2-5 所示：

表 2-5 优化前后排放性能的变化

	NOx (PPM)	HC (PPMC1)	CO (PPM)
优化前	1281	41．39	310.1
优化后	1264	38．80	341．4

通过比较可以发现，优化后的发动机在动力性和经济性上都有了一定的提高，但是和上一次优化之后的结果相比发现动力性和有一点下降，排放物中的 NOx 和 HC

指标比上一次有所下降，CO 的数据虽然有一点上升，但是和优化前相比还是有下降的。动力性下降的原因可能是增加进气门开启提前角减小了进气涡流，降低了进气速度。

（三）改变排气门开启角度和开启持续期

发动机在低转速时，排气时间较长，应减小排气提前角。排气门开启的时刻应该是发动机转速的函数，通过改变排气门开启时刻可以有效提高膨胀功，同时增加扭矩，特别是在低转速时可以大大改善燃油效率。怠速稳定性主要受气缸内残余废气系数影响。尽管在进气开始阶段缸内总存有一定量的残余废气，但可以通过调整排气门关闭角和相应的进气门开启角，把残余废气降至最低，提高怠速稳定性。改变气门重叠角的同时，改变气门升程，可以降低怠速转速，从而降低油耗。这里只考虑额定工况，在前面两次优化的基础上增加排气门开启持续期，增加开启提前角，排气门优化前的开启持续期是 227 度，优化后增加到 238 度，开启提前角从下止点前 57 度增加到下止点前 66 度，气门重叠角增加了 16 度。

优化前后的排气门升程曲线如图 2-17 所示：

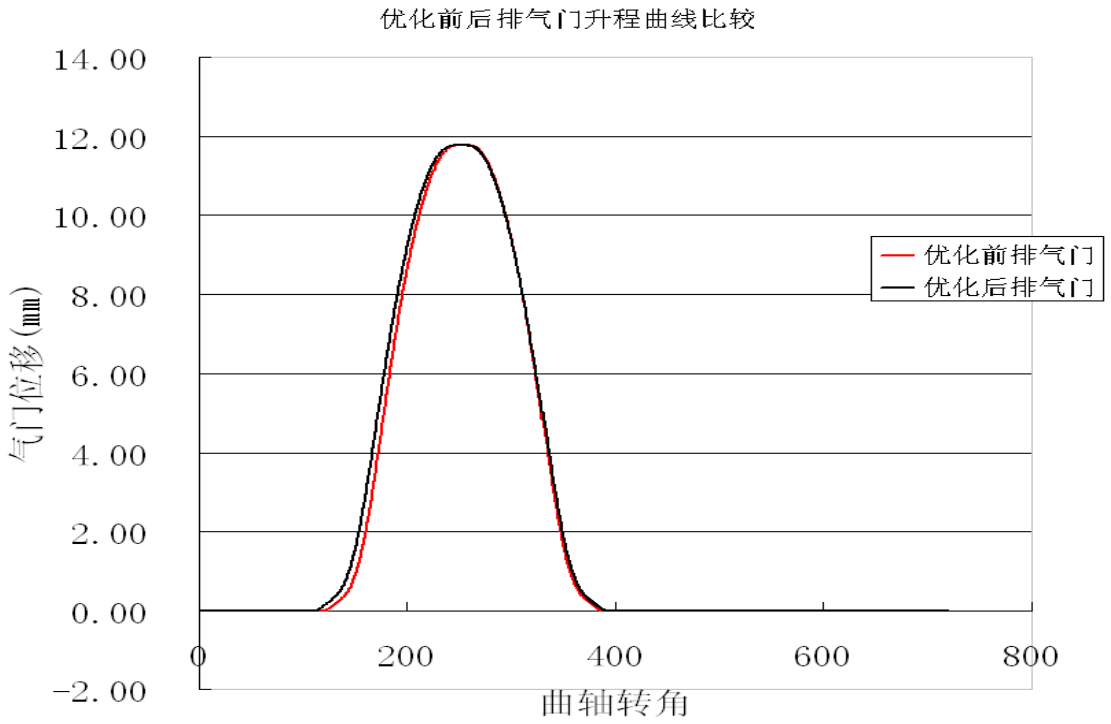


图 2-17 优化前后排气门升程曲线的对比

优化前后的结果对比如下：

（1）动力性指标的变化如表 2-6 所示：

表 2-6 优化前后动力性指标的变化

	指示功率（HP）	有效功率（HP）	指示扭矩（N·M）	有效扭矩（N·M）
优化前	134．3	117．2	398．4	347．7
优化后	136．5	119．4	405．0	354．2

（2）经济性指标的变化

燃油消耗率是评价发动机经济性指标的重要参数，优化前的燃油消耗率为 $0.2327\,Kg/kwh$，优化后的燃油消耗率为 $0.2277\,Kg/kwh$。

（3） 排放性能的指标变化如表 2-7 所示：

表 2-7 优化前后排放性能的变化

	NOx (PPM)	HC (PPMC1)	CO (PPM)
优化前	1264	38．80	341．4
优化后	1266	38．49	343．7

通过比较可以发现，优化后的发动机和上一次优化之后的结果相比发现动力性和经济性都有了好的提高，但是排放物中的 NOx 数据比上一次有所提高，但是很小，HC 的数据有所下降，CO 的数据虽然有一点上升，但是和优化前相比还是有下降的。

（四）改变气门升程

改变气门升程可以降低配气系统能耗，提高进气流速，在多气门中还可以控制进气气流方式，同时调节气门重叠角和气门升程可以有效地降低怠速转速，大大减小低工况下的燃油消耗率。本文使用的是单缸机，只是考虑了额定工况，没有考虑了气门升程对发动机性能的影响，在这里就不再做讨论。

（五）多气门之间气流扰动对发动机性能的影响以及个气门采用不同的气门升程曲线来改变气体的流动方式对发动机性能的影响[34]。

因为后续的试验只是针对单缸机单一气门的实验，所以对多气门之间不同气门升程和正时对发动机性能的影响就不再做仿真分析，留待课题组后续的工作研究内容之一。

2.4.3.3 优化前后总的对比

通过上面的讨论，本文对优化前后的气门升程曲线和优化前后的结果进行了对比

2.4.3.3.1 优化前后近排气门升程曲线的对比

优化后进气门开启提前角从上止点前 27.5 度增加到 31.5 度，开启持续期从 230

度增加到 241 度，排气门开启提前角从下止点前 57 度增加到下止点前 66 度，开启持续期从 227 度增加到 238 度，气门重叠角增加了 16 度，可以看出，优化后的进排气门开启持续期增界了，气门重叠角也增加了。

优化前后的气门升程曲线如图 2-18 所示。

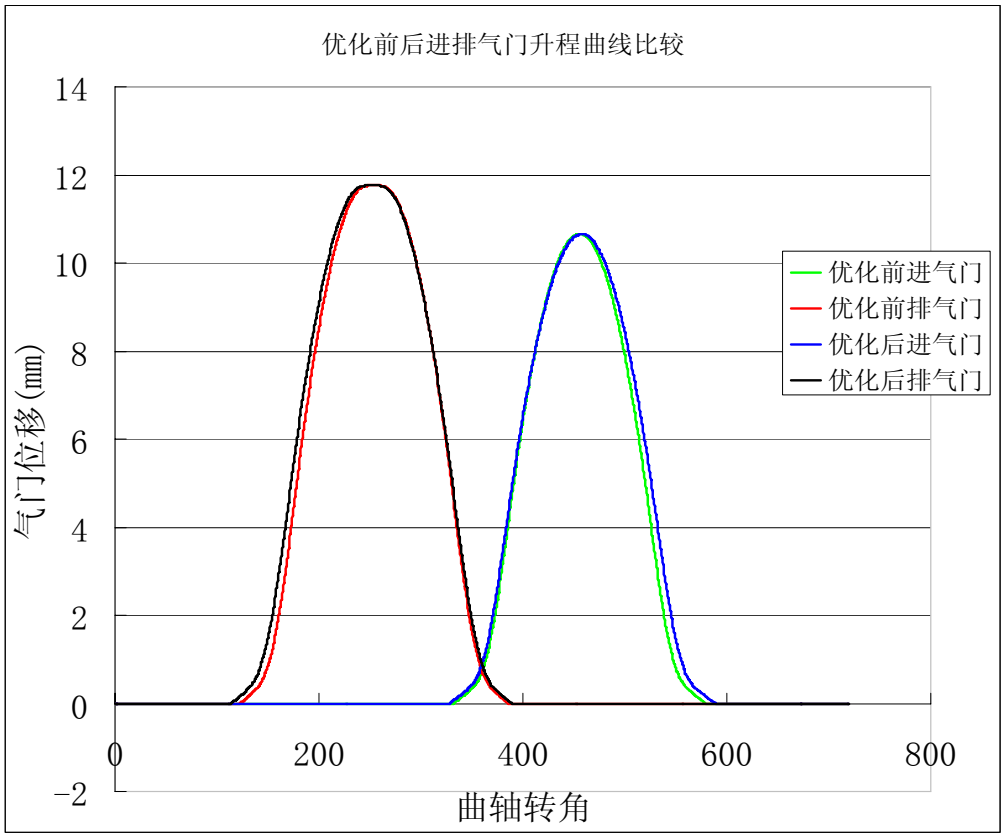


图 2-18 优化前后进排气门升程曲线图

2.4.3.3.2 优化前后的性能参数的改变

我们对发动机进排气门升程进行优化的目的就是通过进排气门升程的变化来实现发动机的性能的优化，发动机的性能指标主要是发动机的动力性、经济性与排放性能，优化后的发动机性能参数的变化如下：

表 2-8 优化前后动力性指标的变化

	指示功率（HP）	有效功率（HP）	指示扭矩（N·M）	有效扭矩（N·M）
优化前	133．8	116．8	396．9	346．5
优化后	136．5	119．4	405．0	354．2

（一）动力性能的变化

发动机的动力性指标主要包括指示功率、有效功率、指示扭矩和有效扭矩等，优

化前后发动机动力性的变化见表 2-8：

可以看出，优化后发动机的指示功率、有效功率、指示扭矩和有效扭矩都有了提高，发动机的动力性能得到了提高

（一）经济性的提高

发动机的经济主要是指燃油消耗率，优化前的燃油消耗率为 0.2327 Kg/kwh，优化后为 0.2277 Kg/kwh，可以看到燃油消耗率减小了，发动机的经济性得到了提高。

（二）排放性能的优化

发动机的排放性能主要考虑了 NOx、HC、CO 的排放，优化前后的 NOx、HC、CO 排放数据见表 2-9.

表 2-9 优化前后排放性能的变化

	NOx (PPM)	HC (PPMC1)	CO (PPM)
优化前	1250	40．90	386．8
优化后	1266	38．49	343．7

可以看出，在保证发动机动力性和经济性的前提下，优化后的 NOx、HC、CO 排放也减小了，优化后的发动机性能和优化前相比有了很大的提高。

2.4.3.3 试验模型的验证

为了验证仿真模型是否正确，我们把仿真结果和原机做了一下对比，原机的额定功率是 90Kw，额定燃油消耗率是 0.235 Kg/kwh，和试验数据比对发现差别不大，说明我们所建立的仿真模型是正确的。

2.4.4 无凸轮后的优化

从上面配气参数对发动机性能的仿真分析中可以看出，通过配气参数的调整，实现了对发动机性能的优化，但是优化的程度不高，主要原因是系统仍然受到凸轮的限制，不可能去做很大的调整。

通过仿真分析，我们知道要想得到好的发动机性能，就要尽可能的提高进气效率，希望进气门在进气开始的很小时间开到最大，并在气门最大开启位置保持一段时间，在进气结束后瞬间关闭，这在传统的凸轮配气机构中是不可能实现的，而无凸轮机构在理论上可以实现这种升程，但是气门开启速度太快要求系统有非常大的流量，而气门落座速度过快则会对系统造成很大的冲击，尤其是对油缸的冲击太大，为了减小落座的冲击和系统的流量要求，在上面的优化基础上，本文选择进气门在最大升程的持续角度为 $10^{o}CA$，气门升程曲线如图 2-19 所示：

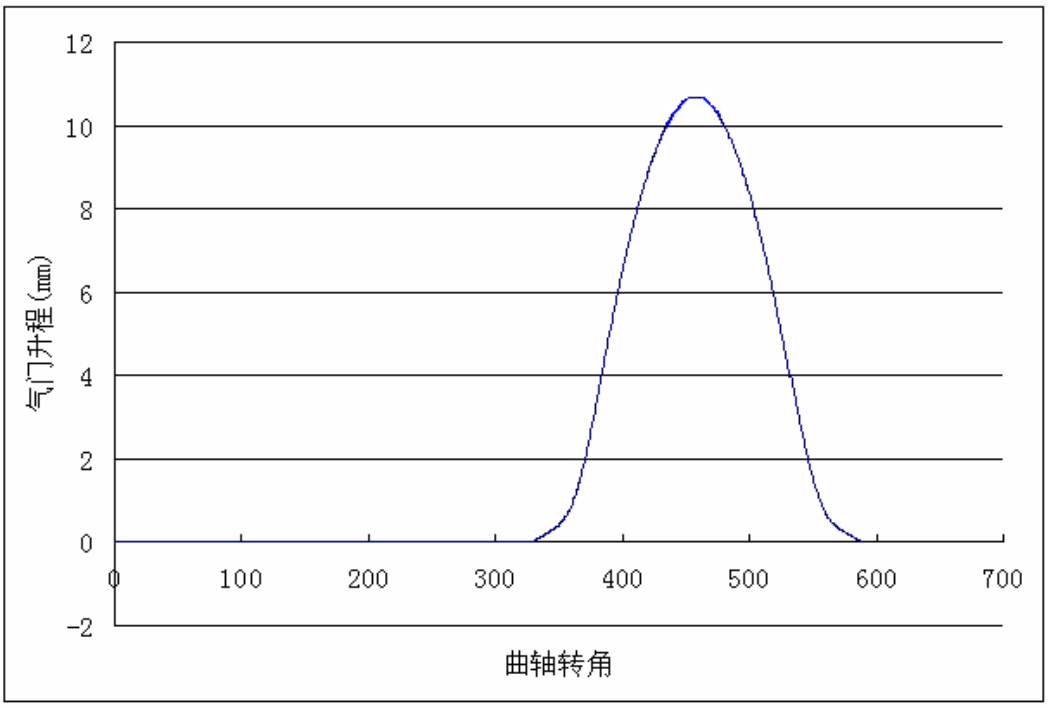


图 2-19 无凸轮气门升程曲线

2.4.4.1 优化前后缸内压力的变化

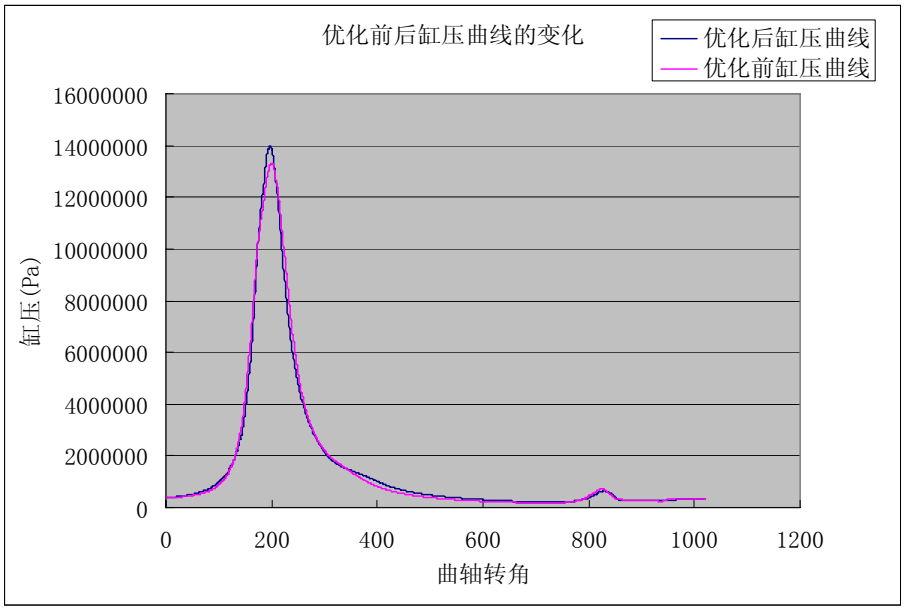


图 2-20 优化前后缸内压力曲线的对比

通过比较发现，优化后的缸压曲线最大值比优化前的要大，压力升高率也大，优化后燃料在发动机内的燃烧比优化前的要好一些。

2.4.4.2 优化后的发动机性能变化

（一）动力性能的变化

优化前后发动机动力性的变化见表 2-10：

表 2-10 优化前后动力性指标的变化

	指示功率（HP）	有效功率（HP）	指示扭矩（N·M）	有效扭矩（N·M）
优化前	136.5	119.4	405.0	354.2
优化后	139.2	122.3	412.4	363.3

可以看出，优化后发动机的指示功率、有效功率、指示扭矩和有效扭矩都有了提高，发动机的动力性能得到了提高

（二）经济性的提高

发动机的经济主要是指燃油消耗率，优化前的燃油消耗率为 0. 2277 Kg/kwh，优化后为 0. 2240 Kg/kwh，可以看到燃油消耗率减小了，发动机的经济性得到了提高。

（三）排放性能的变化

优化前后的 NOx、HC、CO 排放数据见表 2-11：

表 2-11 优化前后排放性能的变化

	NOx (PPM)	HC (PPMC1)	CO (PPM)
优化前	1266	38.49	343.7
优化后	1265	35.45	378.5

通过以上的分析可以看出，采用无凸轮轴机构之后，发动机的动力性等性能都得到了提高，考虑到系统流量的限制和活塞落座冲击的影响,气门的最大开启保持时间没有选择很大，不过还是能够看出无凸轮机构对发动机性能的优化效果。

2.5 本章小结

本章首先分析了内燃机仿真的发展现状和内燃机仿真的重要性，然后针对 1015 型单缸柴油机建立了仿真模型，详细分析进气门开启持续角、进气门开启提前角、排气门开启持续角、排气门开启提前角、气门升程、气门重叠角等因素对发动机动力性、经济性和排放性能的影响，提出了优化的气门升程曲线，对下一步执行机构的试验验证提出了试验的目标。存在的问题是本文只是针对 1015 发动机的额定工况做了仿真分析，提出了一个比之前的气门升程曲线要优化的结果，至于在其他工况下有没有更好的气门升程曲线的问题就有待于课题组以后的工作来完善。

第三章 电液驱动气门执行机构总体设计与主要参数确定

液压系统有液压传动系统和液压控制系统之分，一般所说液压系统的设计则是泛指液压传动系统的设计。从目前电子控制技术的发展来看，控制算法的实现并不是非常困难，但是执行机构却是设计的难点所在，执行机构是实现控制目的的最重要组成部分，是整个系统中的关键部件，因此要求执行机构应满足气门正时、气门开启持续期灵活可调的要求，同时结构要合理，便于在发动机上安装。另外还必须符合重量轻、体积小、成本低、效率高、结构简单、工作可靠、使用和维护方便等一些公认的普遍设计原则。液压传动系统的设计与主机的设计是紧密联系的，应当从必要性、可行性和经济性几方面对机械、电气、液压和气动等传动形式进行全面比较和论证，决定应用液压传动之后，二者往往同时进行。

通过第一章对可变配气相位技术发展状况及研究意义阐述可知，该系统由于去掉了凸轮，而且系统由电子控制单元控制，其气门正时、开启持续期、升程、动作速度完全柔性可调，而且，由于去掉了凸轮及其一系列从动件(齿轮机构、摇臂、顶杆等)，结构大大简化，节约了大量的空间，并且在一定程度上改善了曲轴的应力状态，同时减小了柴油机的能耗。可以说电控液压驱动可变配气机构是一种具有极大潜力的可变气门系统。第二章通过对可变气门系统进行了仿真，提出了合理的气门升程曲线，现在的问题就是设计一套执行机构实现第二章提出的气门升程规律，要求执行机构能够实现设计要求。本文结合课题组目前研究工作，对电液驱动可变配气机构进行了整体设计。设计要求：气门升程 12mm，气门每分钟可启闭 1200 次。

3.1 电控液压驱动可变配气系统构成

根据设计要求，作者设计了电液驱动气门执行机构，如示意图 3-1 所示，电控可变气门系统由液压驱动气门开启，由气门弹簧驱动其关闭，气门的启、闭正时由电磁阀控制，电磁阀的控制信号由单片机根据发动机的工况及工作环境确定，具体原理如下：单片机通过传感器接口电路检测转速、负荷两个主信号，以及其它辅助修正信号，根据预先存入单片机的气门升程峰值、气门正时 MAP 图进行查表计算，得到理论上较优的气门峰值升程与气门正时。然后，根据所得气门峰值升程，确定所需的压力，再根据液压系统特性及电子调压阀的特性，确定电子调压阀的控制电流，从而输出具有一定占空比的脉冲信号，驱动电子调压阀工作，控制共轨管压力到预期值。电控可

变气门驱动机构的动力腔经一个二位三通高速电磁阀与共轨管连通。单片机根据所查得理论上较优的气门正时，气门升程进行计算，确定对应气门升程所需的共轨压力，并将气门正时转化为控制脉冲信号的时刻和持续时间，在以上死点为基准的最佳时刻发出脉冲信号，驱动电磁阀工作，使气门开启与关闭，这样就实现了系统对气门正时及气门开启持续期、及气门升程的调节与控制。由于取消凸轮摇臂驱动机构，气门的启闭规律不再受凸轮型线的控制，气门正时、气门升程、气门开启持续期的参数都可在很大范围内进行灵活调节。

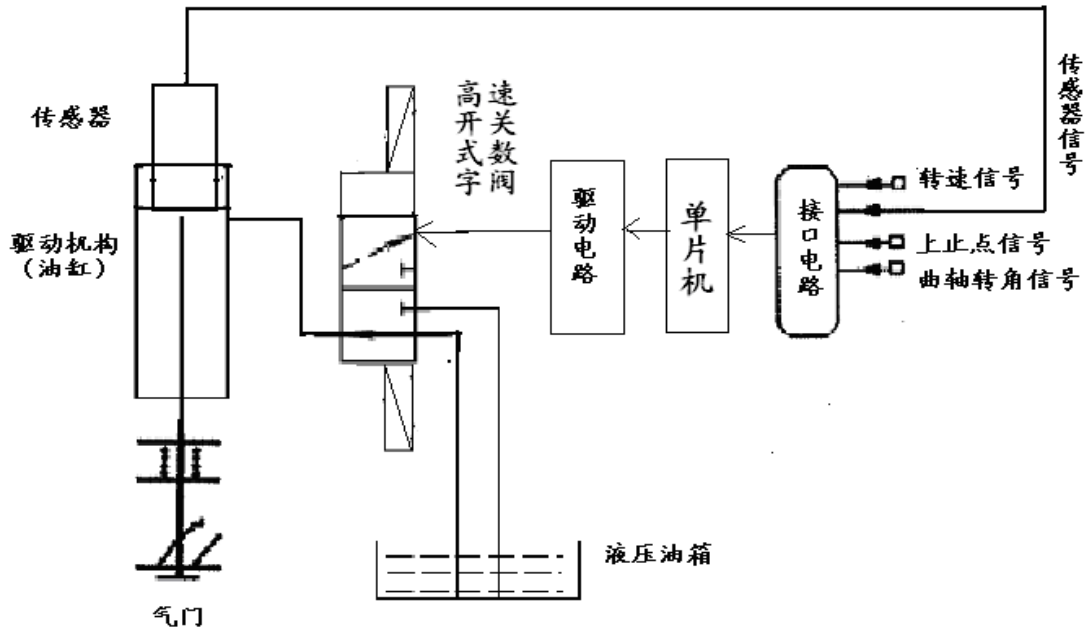


图 3-1 电液驱动可变配气相位机构系统示意图

该系统主要包括电子控制部分、液压控制部分、气门驱动部分、以及传感器等其他附属部分等。其中各部分的主要组成如下

（1） 电子控制部分

电子控制部分主要包括单片机与驱动电路，电子控制部分是系统的重要组成部分，作用是控制高速数字阀的电磁铁电流进而控制液压部分，是整个系统的灵魂，实现对发动机气门正时、气门升程、气门开启持续期以及气门开启速度进行柔性调节。

（2） 液压控制部分

液压油是直接控制执行机构的动力源，液压驱动部分主要由油箱、滤油器、液压泵、电动机、压力继电器、压力表、调压阀以及蓄能器等元件组成。主要任务是为系

统提供驱动气门运动的能量。

（3） 气门驱动部分

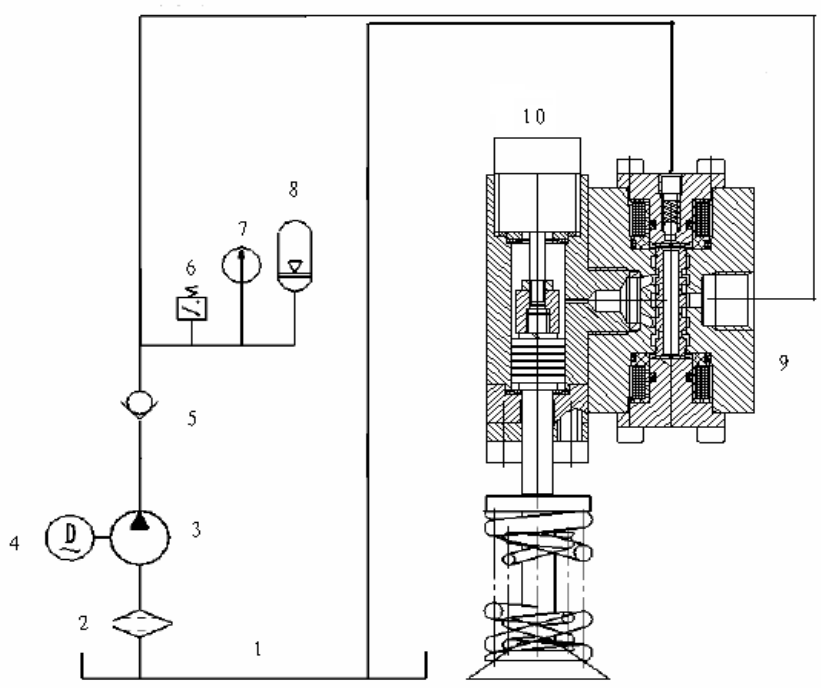
气门驱动部分是最主要的执行机构。直接和气门连接，也是执行机构设计中最困难的，气门驱动系统实现的是电子控制部分的控制目的，控制的精确性和灵活性也主要取决于气门驱动部分的精确度。气门驱动部分主要包括高速开关数字阀、液压油缸、气门弹簧等组成，气门弹簧是回位机构，油缸则是驱动机构

（4） 其它附属部分

液压系统的辅助装置包括蓄能器、过滤器、压力表、密装置、油管及管接头等多种。

3.2 电控液压气门执行机构总体设计

总体设计结构如图 3-2 所示



1—油箱 2—滤油器 3—齿轮泵 4—电动机
5—单向阀 6—可调节的螺纹插装溢流阀 7—压力继电器
8—压力表 9—高速开关数字阀 10—传感器

图 3-2 无凸轮电液驱动可变气门机构原理图

电液驱动可变配气相位机构原理如图 3-2 所示。电动机带动柱塞泵转动，经滤油器过滤后，将油箱中的液压油吸入泵内。液压油在齿轮泵内增压后，经单向阀送入蓄能器。蓄能器可以稳定变压器油的压力，并将液压油以恒定的压力送到高速开关式数

字阀。气门开启过程，液压油进入液压缸、推动活塞向下运动，开启气门。当气门达到最大升程位置时，液压缸内液压油油量保持不变，油压恒定，活塞位置被油压锁定，气门保持最大开度位置。气门关闭过程，液压油在活塞推动下流回油箱，气门恢复到关闭状态。如此循环往复。当蓄能器内液压油的压力低于设定压力时，压力继电器跳至工作档，电动机与压力继电器同步工作，带动柱塞泵转动，向蓄能器供油。当蓄能器内变压器油的压力等于设定压力时，压力继电器跳至断电档，电动机停止工作，柱塞泵停止向蓄能器供油。设定压力通过压力继电器上的手柄调节，其数值显示在压力表上，蓄能器是整个机构的压力平衡机构。

3.3 分析系统工况，确定主要参数

3.3.1 分析系统工况

对液压系统进行工况分析，就是要查明它的每个执行元件在各自工作过程中的运动速度和负载的变化规律，这是满足主机规定的动作要求和承载能力所必需具备的。液压系统承受的负载可由主机的规格规定，可由样机通过实验测定，也可以由理论分析确定。当用理论分析确定系统的实际负载时，必须仔细考虑它所有的组成项目，例如：工作负载 (切削力、挤压力、弹性塑性变形抗力、重力等)、惯性负载和阻力负载(摩擦力、背压力)等，并把它们绘制成图。同样地，液压执行元件在各动作阶段内的运动速度也须相应地绘制成图，因为本文设计的是简单的液压系统，这两种图可以省略不画。

3.3.2 确定主要参数

（一）液压系统执行器额定压力的确定

额定压力：是指液压系统规定连续运转的最高压力，单位：MPa。

液压执行器额定压力的选取，主要应考虑的因素：执行器及其他液压元件、辅件的尺寸、质量、加工工艺性、成本、货源及系统的可靠性和效率等。执行元件的工作压力可以根据负载图中的最大负载来选取 (见表 3-1)，也可以根据主机的类型来选取(见表 3-2)。

表3-1 按负载选择执行元件工作压力

负载F（N）	<5000	5000-10000	10000-20000	20000-30000	30000-50000	>50000
工作压力p（MPa）	<0.8-1	1.5-2	2.5-3	3-4	4-5	>5-7

表 3-2　按主机类型选择执行元件工作压力

主机类型	机　床				农业机械 小型工程机械 工程机械辅助机构	液压机 中、大型挖掘机 重型机械 起重运输机械
	磨床	组合机床	龙门刨床	拉床		
工作压力 P(MPa)	≤2	3～5	≤8	8～10	10～16	20～32

在液压系统中，工作压力选得小些，对系统的可靠性、低速平稳性和降低噪声都是有利的，但在结构尺寸和造价方面则须付出一定的代价[35]。

压力的计算公式如下：

$$P = a \cdot \delta \cdot \frac{4F}{\pi d^2} \tag{3.1}$$

式中：P—液压系统额定压力，MPa；

F—液压缸需输出的推力，N，

F=F1+F2；=663.79N

式中 F1—排气门刚开启时气缸内压力，F1= $\frac{\pi}{4}D^2 p_{内}$=386.79N；（3.2）

D—排气门头部直径，D=36mm；

$p_{内}$—排气门开启时气缸内压强，

根据第二章的仿真结果，取$p_{内}$ =0.38MPa；

F2—气门弹簧预紧力，$F2 = K \times S$ =8000×0.032=257N；

式中 K—弹簧的刚度，N/mm；

S—弹簧压缩量，mm；

d—活塞直径，d =14mm；

α —液压系统总的压力损失系数，取 α =1.2；

δ —液压系统安全裕度，取 δ =1.3

经过计算的，P=20.58 MPa，参考表 3-1 和表 3-2，取 P=20 MPa。

（二）额定流量的选取[36]

额定流量：是指液压系统达到最佳性能时的流量，单位：L/min。

$$Q = \beta \cdot \frac{\pi d^2 S}{4t} \tag{3.3}$$

式中：Q—液压系统额定流量，L/min；

d—活塞直径，d =0.14dm；

S—活塞行程，S =0.15dm；

t—活塞运动的时间，

$$t=\frac{\varphi}{1200\times720} \tag{3.4}$$

式中 φ—额定工况时活塞开启时的曲轴转角，取φ=116^{0}CA，

代入计算得 t=13.5×10^{-5}min

β—液压系统总的流量损失系数，取β=1；

经计算，取液压系统额定流量为 17.10 L/min，取 Q=17 L/min。

（三）电动机和液压泵参数的选取[35]

液压传动以具有压力的油液作为传递动力的工作介质，因此在液压系统中要有能量转换装置。液压泵就是在电动机或其它原动机的带动下，将机械能转换为流动液体压力能的能量转换装置，它不断向系统输送一定流量和压力的油液，达到驱动执行机构的目的。电动机是产生连续旋转运动的执行元件。

对于液压系统，电动机功率和系统额定压力、系统额定流量有如下关系：

$$N=\frac{P\times Q}{\eta} \tag{3.5}$$

式中：N—电动机功率，kW；

P—液压系统额定压力，P =20MPa；

Q—液压系统额定流量，Q=17 L/min。

η—液压泵的总效率，取η=80%。

计算得出 N=4.25 kW。

本文选用景德镇电机厂生产的三项异步电动机，电动机型号为 Y160M—4，额定转速为 1460r/min。

系统额定流量和电动机转速、柱塞泵排量有如下关系：

$$Q=\frac{1}{1000}\cdot v\cdot n \tag{3.6}$$

式中：Q—液压系统额定流量，Q=17L/min；

n—电动机转速，选取 n=1460r/min；

v—柱塞泵排量，经计算 v=11.6ml/r。

选用轴向柱塞泵，柱塞泵排量选为 12ml/r。

（四）蓄能器容积的选取[37]

蓄能器是液压系统中的一种能量储存装置，其作用是将系统中的液体压力能储存起来，在需要时又重新释放。其主要作用是作为辅助动力源和应急动力源，补充泄漏和保持恒压，吸收液压冲击，缓和压力脉动以及用蓄能器输送异性液体及有毒液体等，按储能方式不同蓄能器主要有重力加载式、弹簧加载式和气体加载式等三种类型，本系统采用气体加载式里的一种气囊式蓄能器。

由于本实验采用蓄能器的作用主要用与吸收液压泵的脉动，只考虑蓄能器容积对压力脉动的影响，蓄能器容量计算采用如下经验公式：

蓄能器容积和液压缸容积、气门每分钟启闭次数有如下关系：

$$V = N \cdot V_{液压缸} \tag{3.7}$$

式中 V—蓄能器容积，L；

N—气门每分钟启闭次数，N=1200；

$V_{液压缸}$—液压缸容积，$V_{液压缸}=5.652\times10^{-4}$L。

计算可得 V=0.678 L。

蓄能器容积和压力脉动、工作油液温度有直接关系。蓄能器容积越大，压力脉动越小；蓄能器容积越大，电动机运行时间越少，工作油液温度越低。因此，蓄能器容积要尽量选得大些，蓄能器容积取为 0.68L。

（五） 过滤器的选择[37]

过滤器的作用是清除油液中的杂质，液压传动系统中的液压油除传递动力外，还对液压元件中的运动件起润滑作用，而液压油不可避免地含有各种杂质，液压系统的故障多数是由液压油液被污染所致，所以在液压系统设计和使用中必须采取一定的措施防止油液污染。滤油器的功用在于过滤混在液压油液中的杂质，使进到系统中去的油液的污染度降低，保证系统正常地工作。滤油器按其材料的过滤机制来分，有表面型滤油器，深度型滤油器和吸附型滤油器三种。本文采用吸附型滤油器 这种滤心材料把油液中的有关杂质吸附在其表面上。

根据液压系统对过滤器的基本要求，过滤器主要应考虑过滤精度的影响。

按过滤精度的不同，过滤器有粗过滤器、普通过滤器、精过滤器和特精过滤器等四种，它们分别能滤去公称尺寸为 100μm 以上、10 ～ 100μm、5 ～10μm 和 5μm 以下的杂质颗粒。油液的过滤精度要求随液压系统类型及其工作压力的不同而异，其推荐值见表 3-3

本文出油口过滤器选取过滤精度为<5 的精滤油器，由浙江黎明液压有限公司生产，型号为 QU—H100×1S，滤芯型号 HX—100×10。

表 3-3　推荐的过滤精度

系统类型	润滑系统	液压传动系统			液压伺服系统
系统工作压力/MPa	0 ~ 2.5	< 14	14 ~ 32	> 32	21
过滤精度/μm	< 100	25 ~ 50	< 25	< 10	< 5
过滤器种类	粗	普通	普通	普通	精

（六）油箱容积的选取[37]

液压油箱简称油箱，其功用是存储液压油液、散发油液热量、逸出空气、沉淀杂质、分离水分及安装元件（中小型液压系统的液压泵组和一些阀或整个液压控制装置），等等。油箱通常可分为整体式油箱、两用油箱和独立油箱三类，本文选用的是独立油箱。

油箱的容量通常可由液压泵的额定流量估算确定，即

$$V = \xi \cdot q_p \tag{3.8}$$

式中 V—油箱容量（L）；

ζ—与系统压力有关的经验因数：低压系统 ζ=2 ～ 4，中压系统 ζ=5 ～7，高压系统 ζ=10 ～ 12，这里去 ζ=11；

q_P—液压泵的额定流量（L/min）。q_P=17 L/min；

经过计算，油箱容积为 V=11*17=187 L。

但为可靠起见，还应对确定的油箱容量进行验算，以使系统的发热量和温升在主机要求的范围之内，最后选定油箱容量为 200L，可以满足系统要求。

（七） 系统工作油液的选取[37]

液压系统的工作介质—液体（简称工作液体）—在系统中的主要功能是传递能量和信号，同时还起着润滑、防锈、冲洗污染物质及带走热量等重要作用。液压系统运转的可靠性、准确性和灵活性，在很大程度上取决于工作液体的选择与使用是否合理。由于电磁阀对油液的粘度有要求，参照表 3-4，系统选择长城 L—HM46 型抗磨液压

表 3-4 液压泵用油液的粘度

名　称	粘度范围($10^{-6}m^2/s$)	
	允　许	最　佳
叶片泵(1200r/min) 叶片泵(1800r/min)	16～220 20～220	26～54 26～54
齿轮泵	4～220	25～54
径向柱塞泵 轴向柱塞泵	10～65 4～76	16～48 16～47
螺杆泵	19～49	—

油作为工作油液，黏度等级为 VG46

（40 度时的运动黏度为 46mm^2/s）。

L—HM46 型抗磨液压油性能特征如下：

（1）合适的粘度和良好的粘温性能,保证液压元件在工作压力和工作温度发生变化的条件下得到良好润滑、冷却和密封。

(2)良好的极压抗磨性,以保证油泵、液压马达、控制阀和油缸中的摩擦副在高压、高速苛刻条件下得到正常的润滑,减少磨损。

(3)优良的抗氧化安定性、水解安定性和热稳定性,以抵抗空气、水分和高温、高压等因素的影响或作用,使其不易老化变质，延长使用寿命。

(4)良好的抗泡性和空气释放值,保证在运转中受到机械剧烈搅拌的条件下产生的泡沫能迅速消失;并能将混入油中的空气在较短时间内释放出来,以实现准确、灵敏、平稳地传递静压。

(5)良好的抗乳化性,能与混入油中的水分迅速分离,避免形成乳化液,引起液压系统的金属材质锈蚀和降低使用性能。

(6)良好的防锈性,防止金属表面锈蚀。

（八） 液压控制阀的选取

液压控制阀（简称液压阀）是液压系统中的控制调节元件，其功用是通过控制调节液压系统中油液的流向、压力和流量，使执行器及其驱动的工作机构获得所需的运动方向、推力（转矩）及运动速度（转速）等，以满足不同的动作要求。任何一个液压系统，不论其如何简单，都不能缺少液压阀。同一工艺目的的液压机械，通过液压阀的不同组合使用，可以组成油路结构不同的多种液压系统方案，因此，液压阀是液压技术中品种与规格最多、应用最广泛、最活跃的部分（元件）。一个液压系统的工作过程和品质在很大程度上取决于其中所使用的各种液压阀性能的优劣。本文选用自己研制的高速开关式数字阀，可以满足气门每分钟启闭 1200 次的要求。高速开关式数字阀的性能参数见表 3-6。

表3-6 高速开关数字阀性能参数

额定压力	额定流量	开启时间	关闭时间
10～25*MPa*	15～30 *L*/min	0.5 *ms*	0.8 *ms*

（九）管件的选择[38]

液压系统中使用的油管种类很多，有钢管、铜管、尼龙管、塑料管、橡胶管等，须按照安装位置、工作环境和工作压力来正确选用。油管的特点及其适用范围如表 3-7 所示。

根据表中的各个油管的性能及优缺点比较，最后本文选择橡胶管作为系统的设计用管路。

1）油管的管道内径 d 的确定

油管的内径主要和系统流量和流速有关，油管的内径要能保证系统有足够的流量，内径的计算公式如下：

$$d = 2\sqrt{\frac{q}{\pi v}} \tag{3.9}$$

式中　d —油管内径，m;

q —管内流量，m^3/s , 按系统的额定流量 0.00015 m^3/s；

v—管中油液流速，吸油管取 0.5-1.5m/ s，高压管取 2.5-5m/s(压力高的取大值，低的取小值，例如：压力在 6 MPa 以上的取 5 m/s，在 3--6 MPa 之间的取 4 m/s，在 3 MPa 以下的取 2.5-3m/s;管道较长的取小值，较短的取大值;油液粘度大时取小值)，回油管取 1.5--2.5m/s，短管及局部收缩处取 5-7m/s，本文的系统设计压力为 20MPa，流速取 v=5m/s。

把数据代入上式计算可得：

油管内径 d =6.18mm, 取油管内径 d =6.8mm。

种　类		特　点　和　适　用　场　合
硬管	钢管	能承受高压，价格低廉，耐油，抗腐蚀，刚性好，但装配时不能任意弯曲，常在装拆方便处用作压力管道—中、高压用无缝管，低压用焊接管
	紫铜管	易弯曲成各种形状，但承压能力一般不超过 6.5～10MPa，抗振能力较弱，又易使油液氧化，通常用在液压装置内配接不便之处
软管	尼龙管	乳白色半透明，加热后可以随意弯曲成形或扩口，冷却后又能定形不变，承压能力因材质而异，自 2.5MPa至8MPa 不等
	塑料管	质轻耐油，价格便宜，装配方便，但承压能力低，长期使用会变质老化，只宜用作压力低于0.5MPa 的回油管、泄油管等
	橡胶管	高压管由耐油橡胶夹几层钢丝编织网制成，钢丝网层数越多，耐压越高，价昂，用作中、高压系统中两个相对运动件之间的压力管道 低压管由耐油橡胶夹帆布制成，可用作回油管道

表 3-7 液压系统使用的油管

2）油管壁厚 δ 的确定

油管壁厚δ主要由系统工作压力和油管材料的抗拉强度决定，油管壁厚δ的计算公式如下：

$$\delta = \frac{pdn}{2\sigma_b} \tag{3.10}$$

式中 δ—油管壁厚，m；

d—油管内径，m,系统采用的油管内径为 6.8mm；

p—工作压力，Pa,系统工作压力取 p=20MPa;

n—安全系数，P < 7 MPa 时取 n=8 , 7 MPa< p <17.5MPa 时取 n=6, p >17.5MP。时取 n=4; 系统工作压力为 p=20MPa，安全系数取 n=4;

σ_b—管道材料的抗拉强度，取σ_b=294M Pa;

把数据代入公式计算得：

油管壁厚δ=0.925㎜，根据机械手册，选择最接近的管子壁厚为δ=1.4㎜[46]。根据以上的计算，选择型号为 2-8-40（MPa）的橡胶管作为系统使用的管件，内径为 8mm，壁后厚为 2mm，承压强度为 40MPa 以符合系统需要。

3.4 本章小结

本章以气门正时及其灵活性为目标，对电控液压驱动可变气门系统的液压系统与执行机构进行了总体结构设计，介绍了系统参数的确定。本章首先介绍了执行结构设计的困难和重要性，然后介绍了执行机构的组成部分和总体的设计思想，接着详细分析了各个参数的确定方法，包括额定压力、额定流量、油箱容积、蓄压器容积、滤油器的选择、液压油的选择、电磁阀的选择、液压管件的选择等等一些具体的参数，为下一章执行机构的设计和以后实验台架的搭建奠定了基础。

第四章　无凸轮电液气门执行机构设计

电控液压驱动可变配气系统的执行机构的设计在整个系统中最为关键。它接受电子控制装置发出的控制指令，将液压能转换为驱动气门运动的机械能。在上一章中，确定了这个执行机构的总体设计方案和各个设计参数，为本章的执行机构设计搭建了一个好的平台。

在这一章中，主要就执行机构的主要元件，包括高速开关式数字阀和液压油缸以及附属设备等的设计进行了研究，设计了一套可行的执行机构，以实现在第二章中提出的气门升程规律，达到对发动机气门的灵活控制。这一套机构和电子控制单元直接连接，是电子控制程序能否实现控制意图的关键所在。灵活而有效的实现电子控制是我们设计这套执行机构的目的，也是设计的出发点。

本文对执行机构的设计方案如下：

(1)液压油缸　　采用独立设计的单作用单活塞杆弹簧复位活塞缸结构；

(2)电磁阀　　采用独自设计的一种新型的双线圈结构的高速开关式数字阀。该数字阀由一个滑阀、两个电磁线圈和一个阀体组成。它取消了传统电磁阀的复位弹簧机构，由开启线圈和关闭线圈通电产生的磁力把滑阀移向相应的开启或关闭位置，并靠剩磁将其锁定在该位。同时，该数字阀引用静动态压力平衡控制阀的思想，采用了对称的油口及油路结构、具有端口和内部通道（内槽）的阀芯，在阀芯运动时能获得动态的和静态的压力平衡。

(3) 活塞限位　　本文中采用活塞限位体来控制活塞的行程，进而保证气门全开时的最大开启位移。

（4）节流槽的设计　本文为了减小活塞的落座冲击，在回油口处设计了节流槽，保证系统的稳定性和可靠性。

（5）蝶形弹簧的设计　为了进一步减小活塞落座和限位处的冲击，设计了蝶形弹簧。

(6)其他附属结构设计　包括密封结构的设计、限位体的设计、导向套的设计、平衡槽的设计等等，主要是为了系统的可靠和稳定作用。

下面详细介绍各个组件的设计。

4.1 脉宽调制式高速开关数字阀简介与设计改进

4.1.1 脉宽调制式高速开关数字阀简介

数字阀是用数字信号直接控制液体压力、流量和方向的液压阀。数字阀可直接与计算机接口,不需要D/A转换器。价格低廉,功耗小,阀口对污染不敏感,操作方便,简单灵活,是液压技术与计算机技术、电子技术结合的关键元件,在液压控制技术方面具有广泛的应用前景,是目前流体传动发展的一个重要方向。现有的电液数字阀主要是增量式数字阀和快速开关式数字阀两大类。这两类阀的工作原理、性能特点、控制方法均有较大的不同, 增量式数字阀采用由脉冲数字调制演变而成的增量式控制方式,以步进电机作为电/机转换器,驱动液压阀芯工作。这种阀的主要缺点是:响应速度较低,频宽较窄。由于电机惯性引起滞后,在启动和停止时会产生失步现象。存在零位死区。分辨率受限制。脉冲调制开关式数字阀也称高速开关阀,可以直接用计算机控制。它是根据脉冲信号的高低电平来控制阀芯的开启与关闭。脉冲调制开关式数字阀可采用脉宽调制(PWM)、脉码调制(PCM)、脉频调制(PFM)、脉幅调制(PAM)、脉数调制(PNM)等，其中最常用的是脉宽调制、脉数调制和脉码调制，其一直在全开或全闭状态下工作,将ON/OFF数字信号直接转换成流体脉冲信号,使计算机控制技术无需D/A转换接口便可实现与液压技术的有机结合。高速开关式数字阀主要优点是结构简单、成本低;对油液污染不敏感;工作可靠,维修方便;阀口压降小、功耗低;元件死区对控制性能影响小;抗干扰能力强;与计算机接口方便,控制程序容易编写。高速开关阀的控制信号是一系列幅值相等、而在每一周期内宽度不同的脉冲信号。高速开关阀控制系统的工作原理框图如图4-1所示。微机输出的数字信号通过脉宽调制放大器调制放大后使电气-机械转换器工作，从而启动液压阀工作。由于作用于阀上的信号为一系列脉冲，因此液压阀只有与之相对应的快速切换的开和关两种状态，而以开启时间的长短来控制流量和压力。高速开关阀中液压阀的结构与其他阀不同，它是一个快速切换的开关，只有全开和全闭两种工作状态；电气-机械转换器主要是力矩马达和各种电磁铁[39]。

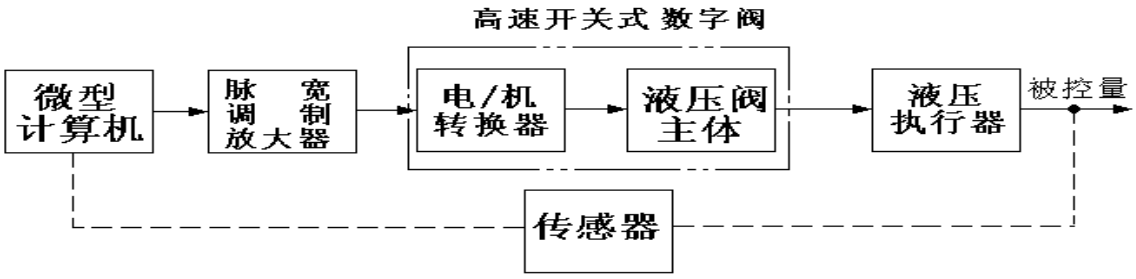


图 4-1 脉宽调制式高速开关数字阀控制系统工作原理框图

4.1.1.1 数字阀结构

数字阀由一个滑阀、两个电磁线圈和一个阀体组成。取消了传统电磁阀的复位弹簧机构，由开启线圈和关闭线圈通电产生的磁力把滑阀移向相应的开启或关闭位置，并靠剩磁将其锁定在该位。数字阀采用静动态压力平衡控制阀的思想，利用对称的油口及油路结构以及具有端口和内部通道（内槽）的阀芯，在阀芯运动时能获得动态的和静态的压力平衡。

脉宽调制式高速开关数字阀的结构简图如图 4-2 所示，

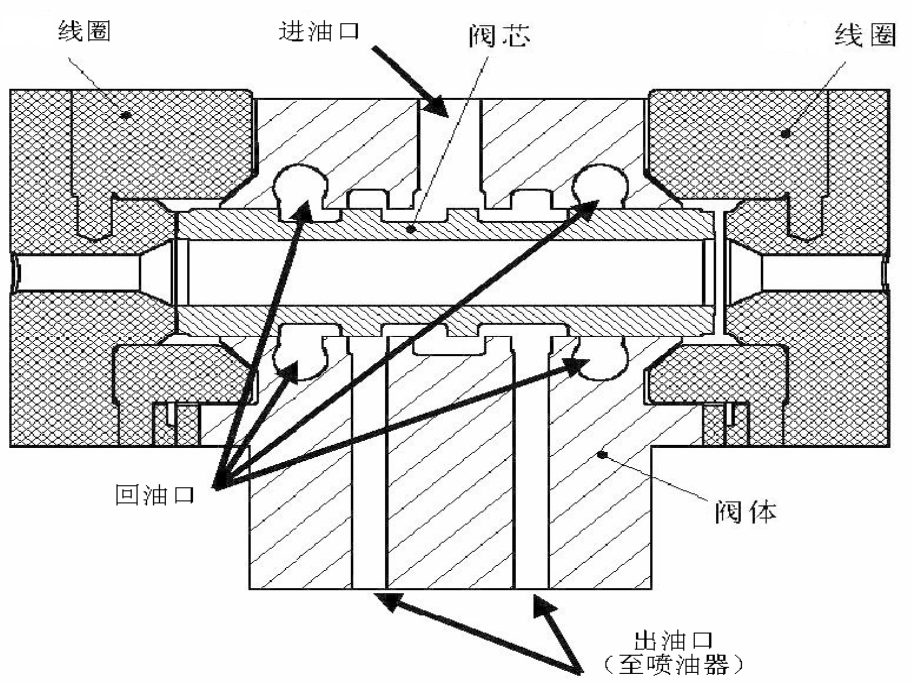


图 4-2 数字阀剖面简图

数字阀在结构上很简单，仅有三种零件组成：滑阀、阀体和两个相同的电磁线圈（如图 4-2 所示）。数字阀是控制器，直接控制液压系统流体的阀门。阀体和滑阀的主要作用是精确计量液压流体，决定液压流体流入或流出数字阀，同时起到传递磁力线的作用。电磁线圈产生滑阀运动所需要的磁力，并对滑阀起限位作用。液压流体流经数字阀，由阀体和滑阀相应的边棱来控制流量[40]。

4.1.1.2 工作原理

数字阀的工作是利用阀芯的位置移动实现电磁阀的开闭，本文中涉及的电磁阀利用阀芯的移动只能实现开和闭良种状态，并不能实现位置的控制，也就是说我们只能控制电磁阀的开和闭而不能精确的控制电磁阀开到多少和闭到多少，其具体原理如下：

若起初数字阀的滑阀在关闭位置，则开启线圈接通电源产生磁力，使滑阀向开启方向移动，数字阀开启一定流通截面，一旦接通开启线圈，滑阀便停止移动，电源断开。此时液压油从进油口流向出油口（如图 4-3 所示）。

若起初数字阀的滑阀在开启位置，则关闭线圈接通电源产生磁力，使滑阀向关闭方向移动，数字阀开启出油口，当接通关闭线圈时滑阀停止移动，电源断开。此时液压油流向回油口（如图 4-4 所示）。

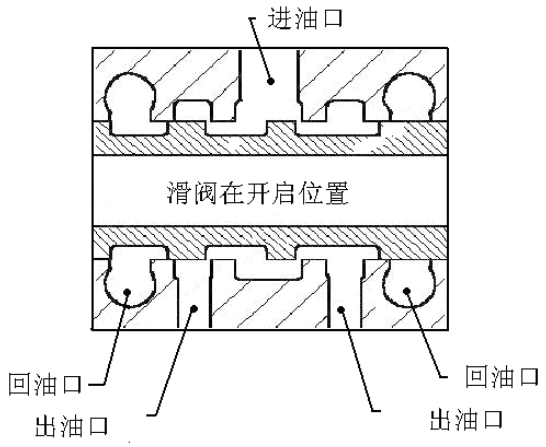


图 4-3 数字阀在开启位置

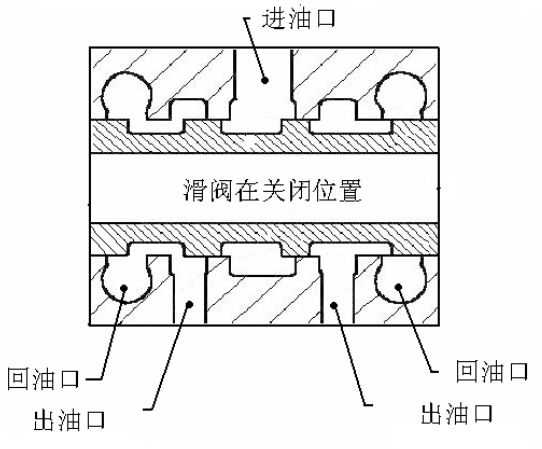


图 4-4 数字阀在关闭位置

4.1.2 脉宽调制式高速开关数字阀的设计改进

高速开关式数字阀的设计是去年学姐的研究工作，当时是用来控制喷油器，为我们今年利用数字阀控制气门奠定了良好的基础，省去了很多设计上的工作，大大加快了整个研究和实验的进度。但是因为当时很多设计上的问题以及使用用途的不同，虽然原理是一样的，还是有很多结构上的尺寸需要改变和改进，以适应新要求下的使用。

4.1.2.1 原电磁阀的基本参数

4.1.2.1.1 结构简图

原来设计的电磁阀结构简图如图 4-5 所示：

4.1.2.1.2 具体的几何尺寸

原电磁阀的参数如下：

（1）出油口直径 d_1=5mm, 进油口直径 d_2=7mm;

（2）阀芯的大直径为 $D=8mm$，小直径为 $d_1=6mm$。

（3）阀口的最大开口量为 $\delta_{\max}=0.2mm$

（4）阀的封油长度为 $L_f=0.5mm$。

（5）阀芯行程 S=0.7㎜。

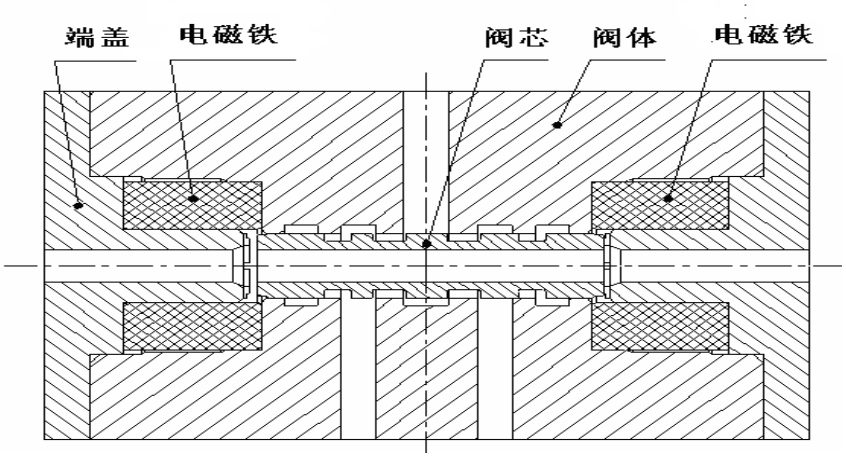


图 4-5 原高速开关式数字阀的结构简图

4.1.2.2 新旧电磁阀的设计差别

4.1.2.2.1 设计要求的差别

（一）原来的要求

原来的高速开关式数字阀用于高压共轨柴油机的喷油器，所用参数必须符合第三代高压共轨柴油机的要求。配机要求如下：

⑴额定转速 $n = 2600r/min$；

⑵电磁阀循环供油量 $\Delta Q = 330mm^3$；

⑶喷油持续角 $\phi_z = 24°CA$；

⑷公称压力 p_g=100MPa。

由上述柴油机的性能参数可以算出数字阀的设计参数：

每循环供油时间：$t = \frac{1}{n} \times \frac{\phi_z}{360} = 2.564 \times 10^{-5} \min = 1.538ms$ （4.1）

供油时的流量：$Q = \frac{\Delta Q}{t} = 214.56mm^3 / ms = 214.56ml / s$ （4.2）

由于数字阀为对称的双出油口结构，则每个出油口的流量为：

$$Q_g = \frac{Q}{2} = \frac{214.56}{2} = 107.28ml / s = 6.437l / \min$$

（二） 现在的设计要求

（1）额定转速 $n = 2400r/min$；

（2）额定压力 p_g=20MPa；

（3）供油持续角 $\phi_z = 238°CA$；

供油时的流量：$Q=(17000/60)ml/s=283ml/s=17l/\min$ 。

电磁阀循环供油量 $\Delta Q=\frac{Q}{n}=7083mm^3$；

每个出油口的流量为：$Q_g=\frac{Q}{2}=\frac{283}{2}=141.5ml/s=8.5l/\min$

由计算可以看出，要求的电磁阀循环供油量从330mm^{3}增加到 7083 mm^3，电磁阀开启时的流量从 214.56ml/s 减小到 141ml/s，开启时间从24°CA增加到238°CA，可见对于新的系统，电磁阀开启时的流量减小了，开启时间增加，循环供油量要有所增加，因此对于电磁阀的结构需要改进以达到增加循环供油量的需求。

4.1.2.2.2 改进的措施

为了达到设计要求，我们对阀本身的结构进行了一些改进，具体如下：

（一）进、出油口直径 d 的改变[41]

进出油口直径 d 的计算公式为：

$$d\geq 0.463\sqrt{\frac{Q_g}{V_g}} \tag{4.4}$$

式中 Q_g—出油口流量（l/min）；

V_g—进、出油口直径 d 处油液流速，一般可取 $V_g=6m/s$ 。

出油口直径 $d_1\geqslant 0.463\sqrt{\frac{8.5}{6}}=0.551cm$

取出油口直径为 d_1=0.6cm;

进油口直径 $d_2\geqslant 0.463\sqrt{\frac{17}{6}}=0.779cm$

取进油口直径 d_2=0.8cm;

进油和出油口的直径相比以前的设计都把尺寸进行了改变，比原来的要大一些，这样可以增加数字阀的流量，达到设计的要求。

（二）阀芯大直径 D_1 和小直径 D_2 的改变

滑阀大直径 D_1 和小直径 D_2 的计算公式为：

$$D_1\geq 0.22\sqrt{2Q_g} \tag{4.5}$$

$$D_2\geq\frac{1}{2}D_1 \tag{4.6}$$

式中 Q_g—出油口流量（l/min）。

计算得 $D_1\geq 0.907cm$

$$D_2 \geq 0.454cm$$

因为阀芯对流量的影响不大，所以内外直径不再改动。

取阀芯台肩的大直径为 $D_1 = 8mm$，小直径为 D_2=6mm。

（三）阀口最大开口量 $\delta_{\max}$

滑阀阀口最大开口量的计算公式为：

$$\delta_{\max} \leq 0.1875D_1 \tag{4.7}$$

计算得 $\delta_{\max} \leq 0.15cm$

而根据流体在阀口（节流口）处流动的流量公式：

$$Q = CA\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \tag{4.8}$$

式中 C—流量系数，取 C=0.69；

ρ—油液密度，取 $\rho = 900kg/m^3$；

Δp—压力损失，可取 $\Delta p = 0.8MPa$；

A—最小过流面积。最大开口量时 $A = 2\pi D_1\delta_{\max}$。

计算得 $\delta_{\max} \geq 1.935\times10^{-4}m$

取阀口的最大开口量为 $\delta_{\max} = 0.2mm$。

（四）封油长度 L_f

由内泄漏量计算公式：

$$q_{nx} = 0.654\frac{D\Delta r^3 p_g}{\mu L_f} \tag{4.9}$$

得封油长度 L_f 的计算公式为：

$$L_f \geq 0.654\frac{D\Delta r^3 p_g Z_f}{\mu[q_{nx}]} \tag{4.10}$$

式中 D—阀芯台肩大直径（cm）；

Δr—阀芯与阀体孔的单边配合间隙（cm），取 Δr=0.0001cm；

p_g—额定压力（N/cm^2）；

Z_f—内泄漏封油面数，取 $Z_f = 2$；

μ—油液动力粘度，取 $\mu = 0.4694\times10^{-6}N\cdot s/cm^2$；

$[q_{nx}]$—内泄漏量允许值（cm^3/s），设计时常定为 $[q_{nx}] = 0.01Q_g$。

计算得　　$L_f \geq 0.028cm$

取阀的封油长度为 $L_f = 0.3mm$。

（五）阀芯行程 S 的差别

由阀芯行程的公式：

$$S = \delta_{\max} + L_f \tag{4.11}$$

计算得　　S=0.5mm

阀体的结构长度没有变化，阀芯行程 S 减小了 0.2mm，因此阀芯就相应的增加了 0.2mm，以减少阀芯行程，它与电磁铁的间距也就缩小了 0.2mm，改变如图 4-6 与 4-7 所示：

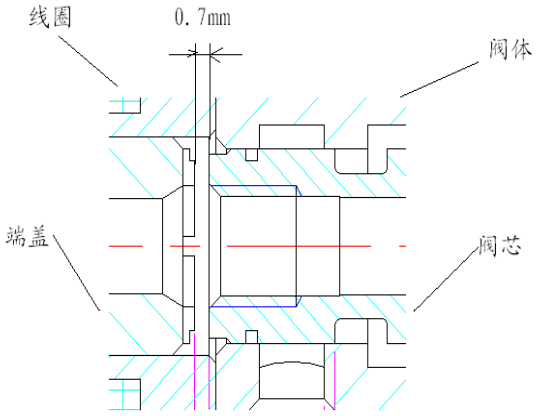


图 4-6 原阀阀芯与端盖的距离

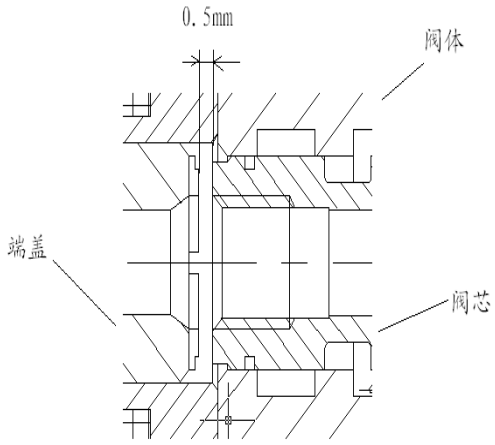


图 4-7 改进的阀阀芯与端盖的距离

（六）增加了阀套结构

电磁阀的阀芯要求和进、出油口的配合要精确，否则可能会导致进、出油的堵塞，影响阀的精度，这对阀体的加工要求比较高，增加了加工上和安装过程的难度，我们在阀体和阀芯之间加装了一个阀套，这样就可以单独加工阀套，和阀芯配合好之后装入阀体，大大减少了阀体的加工难度，从而提高了阀的精确性，避免因为加工和装配问题而产生的可能导致电磁阀流量不准确等的问题。阀芯的结构如图 4-8 所示。

因为阀套外圆要求与阀体的内孔紧密配合，建议采用过盈配合，外圆与阀体的内孔要研配，间隙大约为 0.001mm-0.002mm，阀套的内孔也要求与阀芯紧密配合，配合间隙应不大于 0.002mm，约为 0.001mm-0.002mm 之间,阀套与阀体和阀芯的装配如图 4-9 所示。

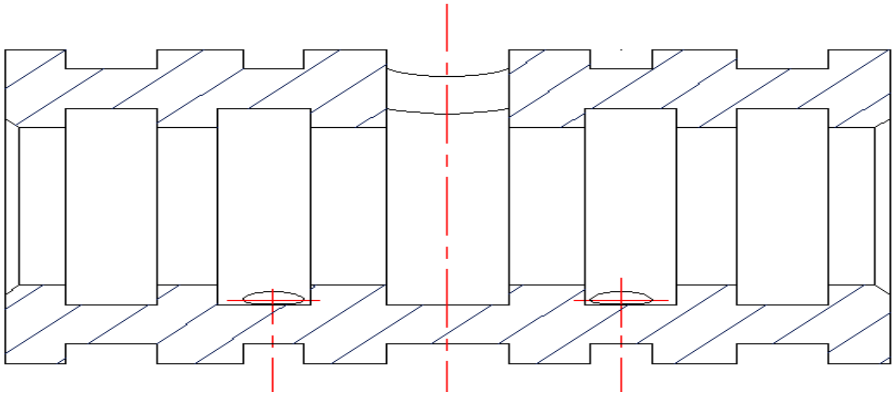


图 4-8 阀套剖面图

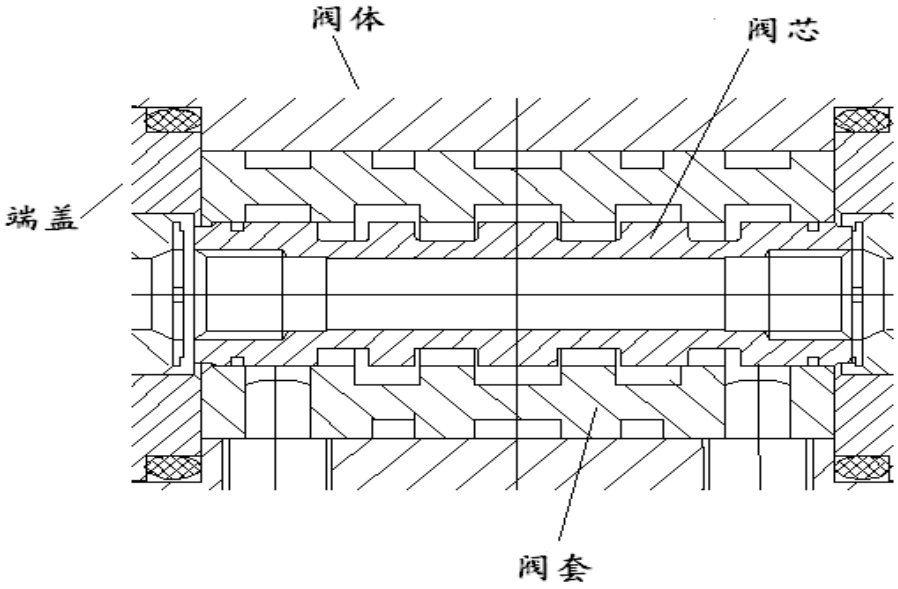


图 4-9 阀套在阀体中的装配图（阀芯在右边）

4.1.2.2.3 总结

通过以上的叙述可以看到，改进的数字阀是在原来的数字阀的基础上对结构尺寸做了一些改进，以适应新的控制要求，对结构上的较大改变是加了阀套结构，以减少阀体的加工难度，提高阀的精确性，通过以上对阀的改进，新的阀通过了实验验证，基本上符合系统要求，但是还是应该看到，虽然我们对加工要求作了简化，还是有一些因为加工上的问题产生的缺陷需要改进，比如在实验中不能达到设计的额定压力、流量特性不是很理想等，需要下一届的同学做进一步的改进，进一步降低对加工的要求，当然最根本的办法是提高加工水平，随着我国机械加工水平的越来越高，数字阀还是很有前途的一种控制机构。

4.2 液压缸的设计

液压缸是将液压能转换成机械能并做往复直线运动的液压执行元件。它的结构简单、工作可靠、运转平稳、效率高及布置灵活方便的特点在各类液压系统中得到广泛应用。

液压缸的分类方法一般有两种，按结构形式分类和按作用方式分类。

按结构形式分即在缸筒内运动的组件可分为柱塞式、活塞式、叶片式和组合式。按作用方式即液压缸完成一次工作循环的供液次数，可分为单作用式液压缸和双作用式液压缸。本文设计了一种单作用单活塞杆弹簧复位式活塞液压缸，和数字阀配合，用来驱动气门。

液压缸的主要作用是给执行机构储存能量，使得执行机构可以克服气门阻力，控制气门的运动，同时也对活塞的运动起导向作用。液压缸体积要尽量小，这样可以降低气门开启延迟时间及整个执行机构的体积。液压缸与气门驱动活塞研磨配合，同时其上应开启油道，与电磁阀连接。液压缸与活塞限位体相连，使得气门驱动活塞在执行机构中滑动运行，控制气门启闭。主要难点在于液压缸的密封及同轴度的保证。液压缸通过原机缸盖上的气门罩盖螺栓固定在缸盖上。液压缸是各类设备上常用的执行机构。在其结构设计中,针对不同的用途进行设计创新,灵巧的构思往往能实现液压缸多样化的功能。本文设计的液压缸结构简图如图 4-11 所示。

4.2.1 液压缸内径和活塞杆直径的确定

液压缸内径的计算方法有两种：即按液压系统中可使用的流量 Q 和液压缸的速度 u 确定液压缸内径；根据负载 F 和供液压力 p 计算液压缸内径 D，本文选择采用第一种方法计算液压缸的内径，计算公式如下[38]：

$$D=\sqrt{\frac{4Q}{\pi v}+d^2} \tag{4.12}$$

式中 Q—液压缸供液流量，系统取 $Q=17L/\min=0.283\times10^{-3}m^3/s$

v—液压缸返程速度，计算公式如下：

活塞杆行程是 15mm，运动时间是13.15×10^{-5}min（见公式 3.4），活塞杆的平均移动速度计算公式如下：

$$v=(\frac{0.015}{0.0001315\times60})m/s=1.9m/s$$

d—活塞杆直径，活塞杆直径的确定方法如下：

$$d = D\sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \tag{4.13}$$

式中φ—速比，φ=1.33-2，可根据表 4-1 中的推荐值选取；

表 4-1 速比推荐值

压力 p/MPa	$p < 10$	$10 \le p \le 20$	$p \ge 20$
速比φ	1.33	1.462	2

系统压力为 20MPa，根据表中的数据，选择φ=1.462。带入得$d = 0.562D$。

把数据代入公式，计算得：

液压缸内径$D = 0.014m$，活塞杆直径$d = 0.079m$，取活塞杆直径为$d = 8mm$；

4.2.2 活塞杆的设计与校验

活塞杆是用来直接推动气门做功的，对活塞杆的设计要满足强度要求，还要做稳定性验算，总之，对活塞的要求上强度和稳定性是很重要的参数。活塞的结构如图 4-10 所示，其中活塞和活塞杆材料选用 45 号钢，标准参照 GB699-88，要求调质,表面镀铬，厚度 0.015-0.025mm。

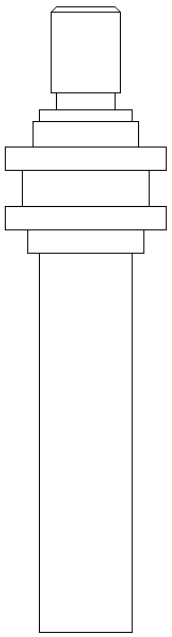


图 4-10 活塞结构图

4.2.2.1 按强度条件验算活塞杆直径[38]

活塞杆的初始设计直径为 d=8mm，因为是直接推动气门的执行机构，强度的要求很大，需要验证活塞杆的直径是否满足强度的要求，计算公式如下：

$$d \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}} \tag{4.14}$$

式中 d—活塞杆直径，m;

F—油缸推力，N,

系统中选择 F=2924.8N

[σ]—材料的许用应力，Pa;

[σ]= σs/n;

σs—材料的屈服极限，Pa;

n—安全系数，一般 n≥1.4；本文选择 n=2；

材料选用 45 号钢正火调质,表面镀铬，厚度 0.015-0.025mm，屈服极限

σs=353MPa，计算得材料许用应力[σ]= σs/n=353/2=176.5MPa,代入公式计算得 d≥4.5mm,设计的活塞杆直径为 8mm,计算的出的活塞杆直径应大于 4.5mm,从计算结果可以看出，设计的活塞杆直径满足强度的要求。

4.2.2.2 活塞杆稳定性校验[38]

活塞杆的稳定性校验主要是为了保证活塞杆不会在纵向发生弯曲或者是由于纵向的强度不够而产生的由于活塞杆震动而带动油缸的震动等影响油缸稳定的一些现象。活塞杆的稳定性校验主要是计算活塞杆的纵向弯曲极限强度。活塞杆的纵向弯曲极限强度计算公式如下：

$$F_k \geq n_k F \tag{4.15}$$

式中 n_k—安全系数，一般取 n_k=2-4，本文取 n_k=3；

F_k—纵向弯曲极限力，计算公式如下：

（一） 当 $\frac{l}{K} > m\sqrt{n}$ 时， $F_k = \frac{n\pi^2 EJ}{l^2}$； (4.16)

（二） 当 $\frac{l}{K} \leq m\sqrt{n}$ 时， $F_k = \frac{fA}{1+\frac{a}{n}(\frac{l}{k})^2}$； (4.17)

式中 K—活塞杆截面回转半径， $K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{d}{4}$ m； (4.18)

式中 J—活塞杆截面转动惯量， $J = \frac{\pi d^4}{64} m^4$； (4.19)

A—活塞杆横截面积，m^2， $A = \frac{\pi d^2}{4} = 5.02\times10^{-4} m^2$ (4.20)

把活塞杆的直径数据 d=0.008m 代入得到 K=0.002m；

m—柔性系数，对钢 m=85；

l—活塞杆计算长度，m，本文的活塞杆计算长度取 l=33mm；

n—端点安装形式系数，详细数据见表 4-2，本文的活塞杆在使用的时候是类似于两端铰接，n 取 1；

通过以上的参数设置计算得出：

$$\frac{l}{K} = \frac{0.033}{0.002} = 16.5$$

$$m\sqrt{n} = 85\times1 = 85$$

$$\frac{l}{K} < m\sqrt{n}$$

通过比较发现，

选择第二个计算公式：

$$F_k = \frac{fA}{1+\frac{a}{n}(\frac{l}{k})^2}$$

式中　f—材料强度实验值，对钢 f=490MPa；

a—系数，对钢 a=1/5000；

E—材料弹性模量，对钢 E=260GPa；

把参数代入上面的公式得到：

$F_k = 18093.54N$；

$F = 2924.8N$，$n_k F = 3 \times 2924.8 = 8774.4N \le F_k$

通过比较发现，活塞杆的纵向弯曲强度校验符合系统的要求，活塞杆的稳定性良好，可以利用设计的活塞进行实验。

形式	n
一端固定一端自由	1/4
两端铰接	1
一端固定一端铰接	2
两端固定	4

表 4-2 端点安装形式系

4.2.3 油缸的结构设计

缸壁的作用是为活塞提供导向作用，把液压缸固定在发动机缸盖上，要计算它的壁厚以满足应力要求[38]。缸壁的剖面结构简图如图 4-12 所示。

4.2.3.1 缸壁厚度的计算

材料选用 45 号钢淬火处理，要求 HRC46-48。液压油缸的缸壁厚度一般按薄壁筒计算，公式为：

$$\delta = \frac{pD}{2[\sigma]_a} \tag{4.21}$$

当 D/δ≤10 时，$\delta = \frac{D}{2}(\sqrt{\frac{[\sigma]_a + 0.4p}{[\sigma]_a - 1.3p}} - 1)$ （4.22）

式中　$[\sigma]_a$—材料许用应力，Pa；

$[\sigma]_a = [\sigma]_b / n$；

$[\sigma]_b$—材料抗拉强度，Pa；

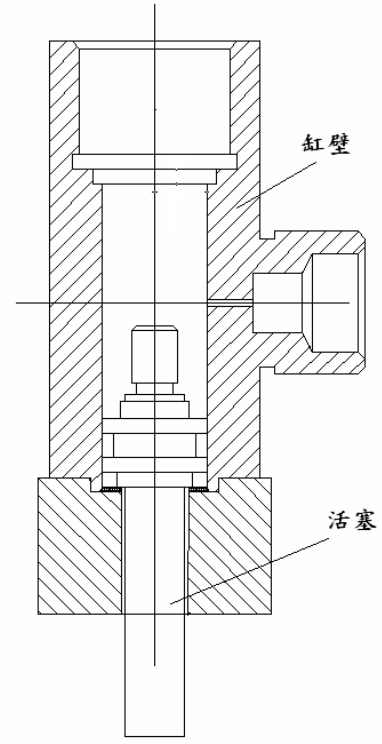
n—安全系数，一般取 n=3.5-5，本文选取 n=4；

p—介质工作压力，Pa,在本系统中取 20MPa;

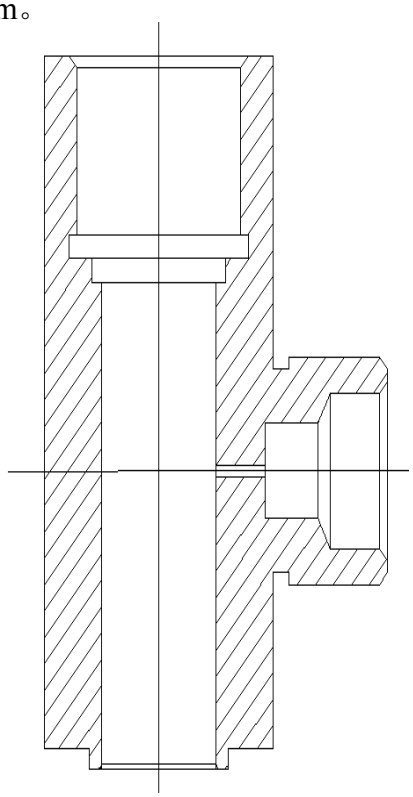
D—活塞直径，m,本文中取 0.014m;

材料选用 45 号钢淬火处理，抗拉强度$[\sigma]_b$=598MPa，材料许用应力$[\sigma]_a$=149.5 MPa，代入公式计算可得：

缸壁厚度δ=9.36mm, 取壁厚δ=9.6mm。



4-11 液压缸结构简图



4-12 缸壁剖面图

4.2.3.2 缸底厚度的设计

缸底厚度的计算公式如下：

$$h = 0.433D\sqrt{\frac{p}{[\sigma]}} \tag{4.23}$$

式中 p—介质工作压力，Pa,在本系统中取 20MPa;

[σ]—材料许用拉应力，Pa;

锻钢可取[σ]=40MPa;

铸钢可取[σ]=30MPa;

代入公式计算可得缸底厚度 h=2.8mm,取 h=3mm。

因为要装传感器，去掉了缸底，因此这个厚度也可以不考虑。

4.2.4 液压缸的特性计算

本文在第三章里计算了系统的流量和液压缸需输出的推力，但是设计的油缸是不是满足系统的要求还需要验证，根据活塞杆的尺寸我们进行了油缸的一些特性计算以验证设计的该油缸是否满足系统的要求。

4.2.4.1 油缸推力的计算

油缸是用来推动气门的，它的回复力靠的是气门弹簧的弹力，因此不用再计算活塞杆后退时的拉力。油缸推力的计算公式如下：

$$F = p\frac{\pi D^2}{4}\eta \tag{4.24}$$

式中　　p—介质工作压力，Pa,本文选择 p=20MPa；

D—活塞直径，m,本文选择 D=0.014m;

η—油缸机械效率，一般取η=0.95。

把上述参数值代入公式得

油缸推力 F=2924.8N，系统需要油缸提供的推力为 663.79N，可以看出，设计的油缸在推力上是满足系统的要求的。

4.2.4.2 油缸流量的计算

控制系统的流量设计为 17 L/min,设计的油缸的流量必须要满足系统流量的要求，油缸流量的计算公式如下图所示：

$$Q = \frac{\pi D^2}{4\eta_v}v \tag{4.25}$$

式中　　v—活塞杆移动速度，m/s；

η_v—容积效率，采用橡胶或塑料圈时，η_v=1，采用金属环时，η_v=0.98。本文中活塞杆采用的是金属环，η_v取 0.98。

活塞杆行程是 15mm，运动时间是13.15×10^{-5}min 壹（见公式 3.4），活塞杆的平均移动速度计算公式如下：

$$v = (\frac{0.015}{0.0001315\times60})m/s = 1.9m/s$$

把数据代入公式计算可得

油缸流量Q=17.9L/min,从计算结果可以看的出设计的油缸是满足系统的流量要求的。

4.2.4.3 缸体连接的计算[42]

（一） 缸体与传感器采用螺纹连接，螺纹拉应力σ为

$$\sigma = \frac{4kF_{\max}}{\pi(d^2 - D^2)} \tag{4.26}$$

切应力τ为

$$\tau = \frac{k_1 kF_{\max} d_0}{0.2(d_1^3 - D^3)} \tag{4.27}$$

则合成应力σ_n为

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le [\sigma] \tag{4.28}$$

式中 $F_{\max}$—液压缸最大推力，$F_{\max} = Ap_{\max}$，A 为液压缸面积，

$$A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad ; \tag{4.29}$$

D—液压缸内径，单位为 m，系统设计为 0.014m；

d—活塞杆直径，设计为 0.008m；

d_0—缸体螺纹外径，设计尺寸为 0.044m；

d_1—螺纹内径，设计尺寸为 0.040m；

k—螺纹预紧系数，k=1.25-1.50，此处k取 1.4；

k_1—螺纹内摩擦因数，k_1=0.12；

$[\sigma]$—材料许用应力，许用应力为$[\sigma]$= σ_s / n，σ_s为材料屈服极限，材料选用 45 号钢，屈服极限为σ_s=353MPa，n 为安全系数，一般 n 取 1.2—1.5，此处 n 取 1.3，计算的材料的许用应力为$[\sigma]$=271.53MPa。

把上述数据代入各公式计算得到：

螺纹拉应力σ=-28MPa，螺纹拉应力为负值，因此受压力；

切应力τ=1.251MPa；

则合成应力σ_n=20.117MPa＜$[\sigma]$,因此缸体与传感器的螺纹连接满足系统应力的需要。

（二） 缸盖与缸体采用螺栓连接，连接螺栓的拉应力σ为

$$\sigma = \frac{4kF_{\max}}{\pi d_1^2 Z} \tag{4.30}$$

切应力τ为

$$\tau = \frac{k_1 kF_{\max} d_0}{0.2 d_1^3 Z} \approx 0.47\sigma$$

（4.31）

则合成应力σ_n为

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \approx 1.3\sigma \tag{4.32}$$

式中　Z—螺栓数量，本文设计的螺栓数量为 4 个。

把数据代入公式计算得：

连接螺栓的拉应力σ=0.5775 MPa, 则合成应力σ_n $\approx 1.3\sigma$=0.75MPa $<[\sigma]$，因此缸体与端盖的螺栓连接也满足系统应力的需要。

通过以上的计算可以发现，设计的液压缸可以满足系统的推力、流量和应力的需要，可以说所设计的液压缸满足系统的要求。

4.2.5 限位缸盖的设计

活塞运行到最下端的时候需要有一个限位块阻止活塞的运动。防止活塞位移过大，滑出油缸，限位块的具体结构如图 4-13 所示：

通过图示可以看出，在限位块的下部我们设计了一个垫块，这个垫块的作用是可以通过对垫块尺寸修改减少安装过程的难度，有时候为了保证活塞的位移和缸与气门的紧密连接，在安装的时候需要对缸盖做很大程度的改变，但是对缸盖的尺寸进行修改是一个很困难的事情，因为缸盖中有冷却回路和润滑回路等结构，为了减小因改动缸盖而带来的困难，设计了一个垫块，通过对垫块的修改代替对缸盖的修改，大大减小了安装的困难。在限位块内还增加了一个均压槽，它的作用有两个，一是储存液压油，利用油膜密封，主要起一个密封的作用；二是润滑，利用油膜的润滑作用减小活塞的摩擦阻力[43]。

当活塞到达末端时，全部推力由限位缸盖承担，其厚度 h 的计算公式如下[42]：

$$h = \sqrt{\frac{p(d_H - d_m)}{[\sigma](D_e - d - 2d_b)}} \tag{4.33}$$

式中　p—工作压力，取 p=20MPa；

$[\sigma]$—材料许用应力，材料为 45 号钢，许用应力为$[\sigma]$=149.5 MPa；

D_e—端盖外径，设计为 0.052m；

d—活塞杆直径，取d=0.008m；

d_b—螺钉孔直径，设计为 0.0122m；

d_H—螺栓孔分布圆直径，设计为 0.050m；

d_m—作用力平均平均直径，$d_m = (d_1 + d_2)/2$，d_1为活塞杆导向处密封安

装外径设计为 0.014mm，d_2 为导向件凸缘外径，设计为 0.031mm，计算得 d_m=0.0225mm；

把参数代入得到端盖的厚度 h=18.7mm，实际的设计厚度为 26mm，可以满足承受活塞冲击的要求。

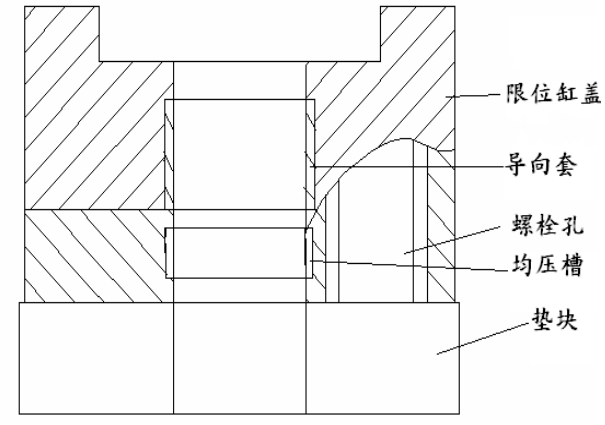


图 4-13 限位块剖面图

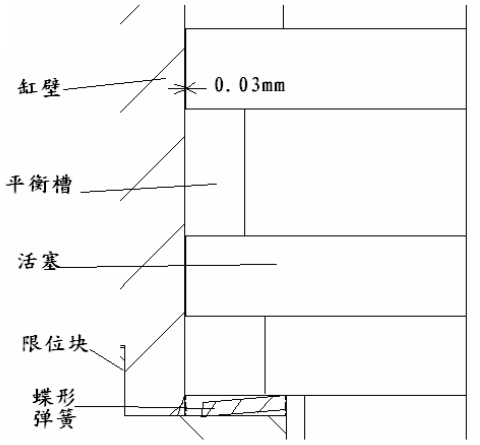


图 4-14 平衡槽结构图

4.2.6 系统密封的设计

在整个系统的设计中，密封性最为关键[44]。本文的密封方式主要有两种：动密封和静密封，动密封是活塞杆和缸盖之间的密封，采用橡塑组合密封，静密封指的是缸盖和传感器以及其他和缸盖连接的连接件之间的密封，本文采用 0 型圈密封。

橡塑组合密封是一种新兴的密封方式，它的优点是密封性好，因此现在在越来越多的方面得到应用，但是它有个缺点就是作为动密封的时候摩擦力太大，在这里影响了油缸的灵敏性，对实验的结果影响比较大，因此后来放弃了这种密封方式，该用间隙密封的方式。

间隙密封属于非接触式密封，它是利用运动件之间的微小间隙，使其产生液体摩擦阻力来来防止泄露的一种密封方法，这种密封方式间隙密封结构简单，摩擦力小，使用寿命长。但是泄漏量却随着压力差的升高而增加，而且磨损后又不能自动补偿。间隙密封通常只适用于直径较小的场合，在轻负荷下密封性最好，但是对配合的间隙要求很高，属于精密加工件之间的一种密封方式，活塞与液压缸属于精密件，两者之间的间隙比较小，可以使用这种密封方式。由环形缝隙流量公式可知，泄漏量与间隙的三次方成正比，因此可用减小间隙的方法来减小泄漏，一般间隙为 0.01-0.05㎜，这就要求配合面加工有很高的精度，活塞与液压缸属于精密件，两者之间的间隙比较小，可以使用这种密封方式。在活塞配合表面上开了环形槽，称为平衡槽，如图 4-14

所示,取槽宽为 3.2mm，槽深为 1.5mm，间隙为 0.03mm.其作用如下:

（1）由于运动件的几何形状与同轴度误差，使油液在工作中形成一个径向不平衡力，从而使得摩擦力增大。开平衡槽后，间隙的差别减，各向油压趋于平衡，使运动件自动对中心，减小了摩擦力；

（2）增大了油液泄漏的阻力，减小了偏心量，提高了密封性能；

（3）储存油液，使运动件能自动润滑。

油缸与传感器之间采用 O 型圈密封，O 型密封圈是一种使用最广泛的密封件，其断面形状为圆形，如图 4-15 所示。它的主要结构参数为密封圈的断面直径 d_0，和密封圈的内径 d 以及外径 D。

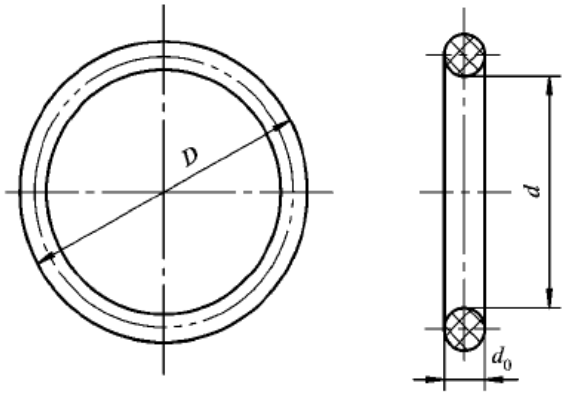


图 4-15 O 型密封圈

本文设计的 O 型密封圈的外径 D=25.6mm，内径 d=12.96mm, 断面直径 d_0=6.32mm,结构如图 4-15。O 型圈密封的优点是结构简单，密封性好，摩擦阻力小，但使用寿命较短。考虑到油缸与传感器之间属于容易拆装的组合，可以很方便的更换密封圈，所以可以采用 O 型密封圈密封。

此外，限位体均压槽内的油膜除了有润滑作用之外，还可以利用油膜进行密封，也起到了密封的作用。

4.2.7 节流装置的设计

在液压缸回油口位置设计不同直径的节流孔，这样可以改变回油速度，控制气门落座速度，达到减小气门落座冲击的作用。本文在油缸和活塞杆外径之间留有 0. 1mm 的缝隙，在活塞落座的时候形成节流槽产生节流作用，使得活塞在落座的时候在底部可以保存一部分的液压油来减少活塞落座时的冲击，具体结构如图 4-16 所示。在活塞落座的时候，液压油通过节流槽回油， 液压油在流经节流槽之前不受节流槽的影响，静压力不变，当液压油进入节流槽后，流速升高，静压力升高。液压油流出节流

槽进入回油口的时候流速又再一次降低，与流速相对应的静压力也经历从高再恢复低值。在节流槽的管壁附近产生涡流，流体微团不仅有横向脉动，而且还有逆向运动，是一种非常读杂的流动状态，压力损失很高，这就是节流损失产生的原因[45]。

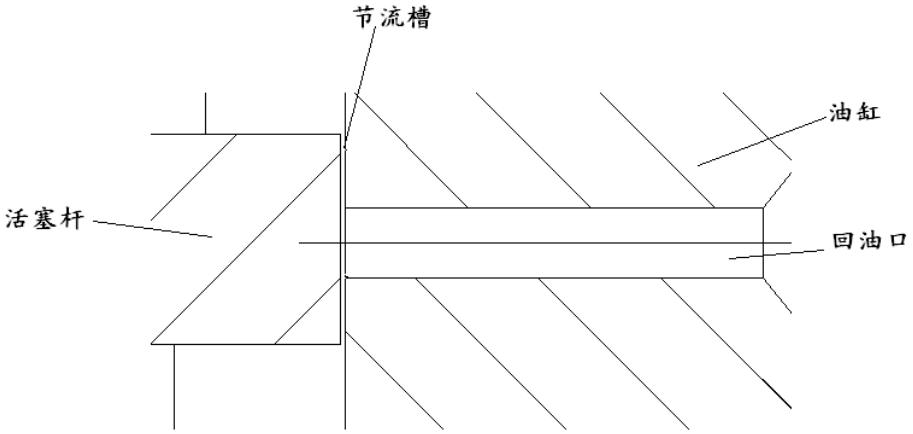


图 4-16 节流槽结构图

4.2.8 碟形弹簧的设计

为了减小活塞和限位体之间的冲击和进一步减小活塞落座的冲击，在油缸和传感器以及与限位体之间设计了碟形弹簧，碟形弹簧是用金属板料和锻压坯料而成的截锥形截面的垫圈式弹簧，它的特点是刚度大，缓冲吸震能力强，能以小变形承受大载荷，适用于轴向空间要求比较小的场合，但是碟形弹簧的高度和板厚在制造中如出现即使不大的误差，其特性也会有较大的偏差，因此这种弹簧需要有高的制造精度来保证载荷偏差在允许范围内，这是它的缺点。

碟形弹簧在机械产品中的应用越来越广，在很大范围内，碟形弹簧正在取代圆柱螺旋弹簧。

碟形弹簧按结构形式分为无支撑面和有支撑面两种，如表 4-3 所示：

表 4-3 碟形弹簧分类

类别	碟簧厚度 t/mm	支撑面的减薄厚度
1	<1.25	无
2	1.25-6	无
3	>6	有

本文设计的碟形弹簧厚度 t=1.5mm,根据表 4-3 所示,本文选用的是无支撑面的碟形弹簧，其结构如图 4-17 所示：

碟形弹簧的外痉 D=25mm，内径 d=12.2mm，高度 H_0=2mm.

碟形弹簧的计算分为 A、B、C 三个系列，A 系列 D/t≈18，B 系列 D/t≈28，C 系列 D/t≈40，根据计算，本文设计的碟形弹簧的 D/t=16.6，因此选择 A 系列，查表得到碟形弹簧的一些基本参数如下：

公称厚度 t 取 1.5mm,弹簧压平时变形量计算值 h_0=0.55mm，承受压力 P=2910N，碟形弹簧变形量 f=0.75ho=0.41mm, $H_0 - f = 1.64mm$，弹性模量 E=20600 MPa,弹簧泊松比 μ=0.3，质量为 4.40Kg/1000 件[46]。

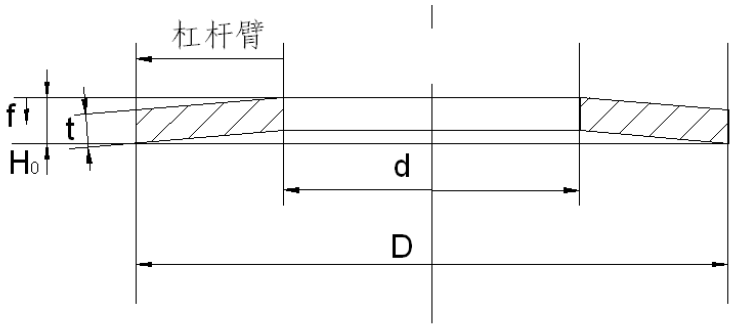


图 4-17 碟形弹簧结构图

4.2.8.1 碟形弹簧载荷 P 的计算

碟形弹簧载荷 P 的计算公式如下：

$$P = \frac{4E}{1-\mu^2}\frac{t^4}{K_1 D^2}K_4^2\frac{f}{t}[K_4^2(\frac{h_0}{t}-\frac{f}{t})(\frac{h_0}{t}-\frac{f}{2t})+1] \qquad (4.34)$$

当 $f = h_0$，即碟形弹簧压平时，上式简化成

$$P_c = \frac{4E}{1-\mu^2}\frac{t^3}{K_1}\frac{h_0}{D^2}K_4^2 \qquad (4.35)$$

式中 P—单个弹簧的载荷，N；

P_c—压平时的碟形弹簧载荷计算值，N；

t—碟簧厚度，mm,本文取 t=1.5mm；

D—碟簧弹簧外径，mm，本文取 D=25mm;

f—单片碟形弹簧的变形量，mm,本文取 f=0.41mm；

h_0—碟形弹簧压平时的变形量计算值，mm，本文取 $h_0 = 0.55mm$;

E—弹性模量，MPa，本文取 E=20600 MPa；

μ—泊松比，本文取 μ=0.3；

K_1 和 K_4 的选择见表 4-4 所示：

根据表 4-4 所示，本文的弹簧 C=D/d=25/12.2=2.049， K_1=0.702， K_2=1.229，

K_3=1.393，K_4=1。

把以上的数据代入公式计算得：$P=291.7N$ ，$P_c=383.09N$。

表 4-4 K 的选择

C=D/d	1.90	1.92	1.94	1.96	1.98	2.00	2.02	2.04
K_1	0.672	0.677	0.682	0.686	0.690	0.694	0.698	0.702
K_2	1.197	1.201	1.206	1.211	1.215	1.220	1.224	1.229
K_3	1.339	1.347	1.355	1.362	1.370	1.378	1.385	1.393

对于无支撑面弹簧，K_4=1。

4.2.8.2 碟形弹簧刚度P'的计算

碟形弹簧刚度P'的计算公式如下：

$$P'=\frac{dP}{df}=\frac{4E}{1-\mu^2}\frac{t^3}{K_1D^2}K_4^2\{K_4^2[(\frac{h_0}{t})^2-3\frac{h_0}{t}\frac{f}{t}+\frac{3}{2}(\frac{f}{t})^2]+1\} \tag{4.36}$$

各符号的意义和数值和前式相同，把数据代入公式计算得

碟形弹簧刚度P'=697.8N/mm。

4.2.8.3 碟形弹簧变形能U的计算

碟形弹簧变形能U的计算公式如下：

$$U=\int_0^f Fdt=\frac{2E}{1-\mu^2}\frac{t^5}{K_1D^2}K_4^2(\frac{f}{t})^2[K_4^2(\frac{h_0}{t}-\frac{f}{2t})^2+1] \tag{4.37}$$

把数据代入得

碟形弹簧变形能$U=783.6N\cdot mm$。

将液压缸及其部件装配起来，即为电液驱动可变配气相位机构的执行机构，如图 4-18 所示。

通过以上的讨论和验算，完成了对液压缸的基础的设计，还存在很多的不足之处，比如液压缸的灵敏度不是很好，在高转速情况下，会有液压油泄露较大等的一系列问题，这些都留待以后的工作中进一步完善。

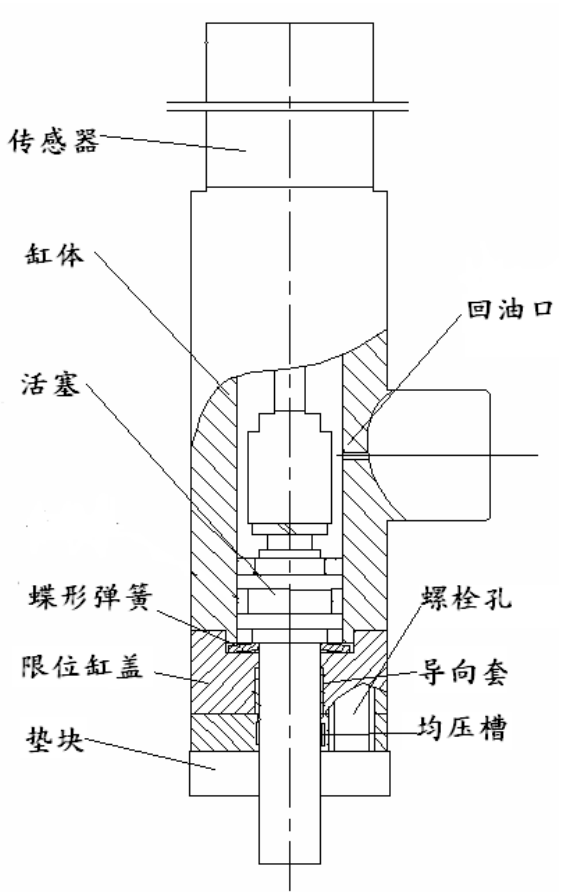


图 4-18 液压缸装配图

4.3 本章小结

本章的主要任务是设计系统的执行机构，主要是对高速开关式数字阀的研究改进以适应新的实验要求的需要和设计液压油缸，确定油缸各个不见的主要参数，对设计元件进行验算，以确保能满足稳定性和强度的要求。

上一章计算出了系统的基本参数和选择了合适的设备，为本章执行机构的设计提供了依据，本章就是在第三章的计算参数和实验设备的基础上设计的执行机构，这两章是本文的主要章节，实验设备的选型和执行机构的设计完成之后，就为下一章的实验验证确立了基础。

第五章　无凸轮电液气门系统执行机构试验研究

试验是检验执行机构是否达到设计要求的唯一标准，在本文的第二章中提出了合适的气门升程曲线，但只是仿真的结果，在第三章和第四章设计了执行机构，这些都为本章的试验研究奠定了基础。为了对仿真结果进行试验验证，同时检验本文设计的执行机构的响应性、稳定性、气门开闭速度特性、准确性等技术参数，本文以 1015 型柴油机为对象，研制了一套柴油机电子—液压控制系统试验台，对仿真结果和执行机构进行了试验研究，希望能通过试验的研究实现仿真的结果，并找出执行机构设计中的不足，为以后系统性能的改善和发动机平台试验提供试验基础。

5.1 试验设备的组成

无凸轮电液气门系统试验台架主要包括液压系统、电控系统、执行机构、气门系统以及一些其他的辅助设备等组成。

5.1.1 液压系统

液压系统就是液压回路，它的作用就是为系统提供液压油作为动力源和润滑液，同时还为系统提供压力检测等安全措施，确保系统工作的安全可靠。

液压回路部分主要由液压油箱、滑油滤清器、液压泵、电机、单向阀、蓄能器以及连接各元件的油管等组成。具体组成如图 5-1 所示：

图 5-1 液压系统组成

5.1.2 电控系统

电控系统主要由控制单元、传感器和执行器组成。传感器将采集到的位移信号转

化为电信号，通过接口电路传递给电控单元，电控单元根据传感器采集来的信号调整配气正时、气门开度等控制信号进行闭环反馈控制。

（一）传感器

在实验过程中，为了检验电控单元的反馈控制和获得气门升程曲线，必须使用传感器，而由于气门的升程位移比较大，无法使用霍尔线性传感器和电涡流型传感器，此本文采用位移式传感器，输出电压为 0—5V，线性度<0.1 %，单片机的 A/D 输出为无符号 10 位整型，故气门升程和电压的关系为

$$h = \frac{15}{1023}(\mathrm{ATD1DR0H} * 256 + \mathrm{ATD1DR0L})$$

式中： h—气门升程位移；

ATD1DR0H ATD1DR0L 表示采集的高八位、低八位数据。

传感器和液压油缸直接相连接，装配实物图和接口电路如图 5-2 所示：

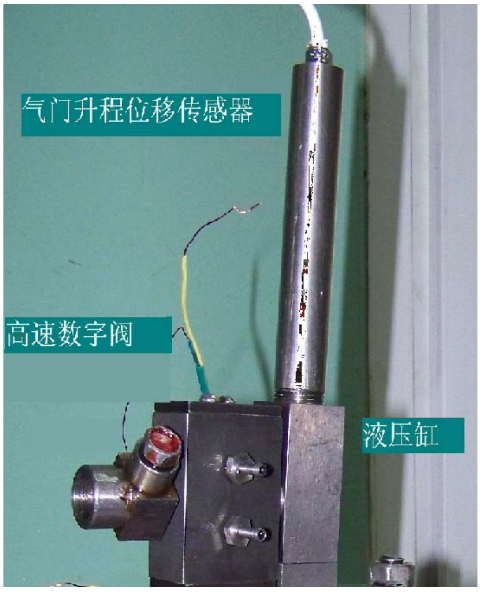


图 5-2 传感器装配图

（二） 控制单元

图 5-3 控制单元

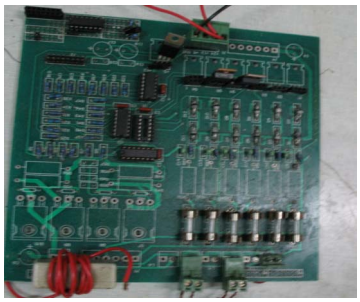


图 5-4 驱动电路

控制单元是整个控制系统的核心，发出控制信号，接收传感器的电信号进行反馈控制，驱动电路将弱控制信号变成强的执行信号，驱动执行机构按 ECU 的要求进行工作。实物如图 5-3 和 5-4 所示。

（三） 执行器

本问选用的执行器为自主设计的两位三通式高速开关式数字阀，其特点是响应快、流量大，采用对称的结构流口布置，使阀芯在运动过程中达到动态的压力平衡，起到提高响应速度的作用，使得该数字阀在大流量的状态下也能以极快的速度工作。数字阀的原理和结构详见第四章。数字阀的实物图如图 5-5 和 5-6 所示：

图 5-5 数字阀实物图

图 5-6 数字阀零件实物图

5.1.3 执行机构

系统使用的执行机构是自主设计的液压油缸，结构原理和具体尺寸见第四章，实物图如图 5-7 所示：

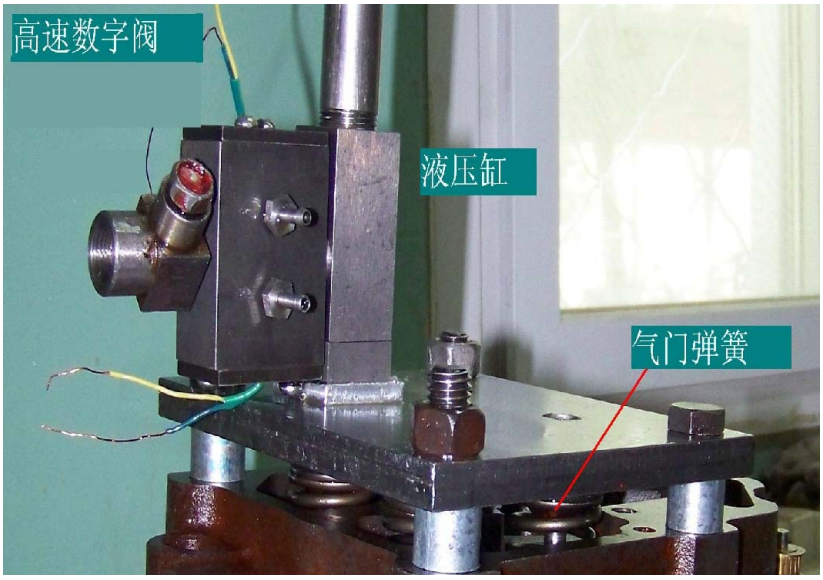


图 5-7 执行机构实物图

5.1.4 实验设备布置方案

实验设备的布置方案如图 5-8 所示：

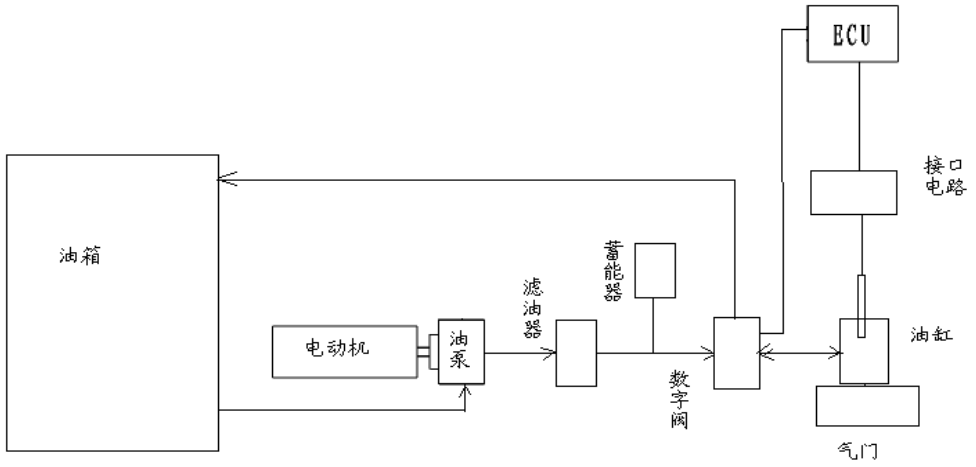


图 5-8 实验设备的布置图

当系统运行时，由液压驱动机构为气门执行机构提供持续、稳定、可调的驱动压力源，其压力可在 0～30MPa 之间调节。气门的关闭由气门弹簧驱动。测控系统的功能是采集所需要的各种参数，并按要求发出气门的控制信号，电磁阀接受信号控制液压缸内的油压，从而控制气门运行。传感器提供气门升程曲线的数据给电控单元进行反馈控制。

5.2 位移传感器的标定

气门升程的数据量是通过传感器测量的，输出电压为 0—5V，线性度<0.1 %，为了保证测量的精度，需要对传感器进行标定，如表 5-1 所示：

表 5-1 位移传感器的标定

电压(mv)	位移(mm)	电压(mv)	位移(mm)
500	1.50	3000	9.00
1000	3.00	3500	10.50
1500	4.50	4000	12.00
2000	6.00	4500	13.50
2500	7.50	5000	15.00

位移传感器电压和位移的关系曲线如图 5-9 所示：

通过标定发现，位移传感器的线性度比较好，可以满足系统实验的要求。

5.3 电—液驱动可变气门系统执行机构试验研究

该试验以 1015 型柴油机为研究目标，通过试验来验证设计的执行机构，实现设计的气门升程曲线，选取最合理的系统匹配，并进一步研究各种调控途径。

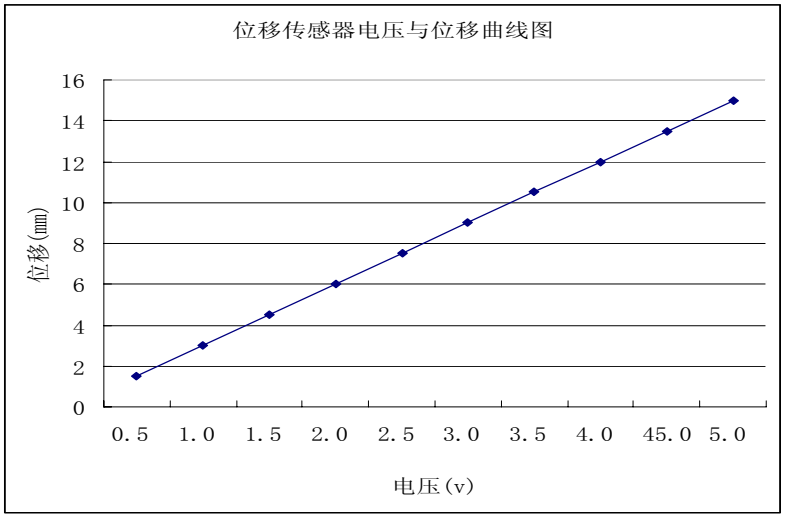


图 5-9 位移传感器电压和位移的关系曲线图

5.3.1 高速开关式数字阀的实验

系统对电磁阀具有特殊的要求，以保证系统的控制精度和响应速度，因此需要对数字阀的响应和流量特性单独做试验研究。

5.3.1.1 电磁阀响应实验

电磁阀的响应速度是电磁阀的一个重要的参数，电磁阀是利用两端的电磁线圈产生的电磁力吸引阀芯运动来控制液压油的通断，它的响应特性直接关系到系统的响应速度，需要对电磁阀的响应试验研究。

影响电磁阀的响应速度的因素除了第四章设计的电磁阀结构和阀芯材料的选择之外，还和电磁阀的驱动电路的形式及参数有关，驱动模块的形式不仅影响输入能量的大小，而且还影响输入能量的变化速率，直接关系到电磁阀能否满足快速响应的要求。现在比较成熟的驱动模块主要有调压式和增压式驱模块两种，本文设计的电磁阀采用调压式驱动电路，具有节约能耗、电路结构简单、体积小等优点。

本试验采用输出电压为 5V 的单片机作为输出信号，24V 电源作为驱动源，控制脉宽为 0.75ms，示波器采集到的电流信号如图 5-10 所示，横坐标是采样时间，纵坐标是电流大小，从图上可以看出：电磁铁的动态过程可分为 3 个阶段：第一阶段是开启响应过程：当线圈两端有电压信号时，电流随之上升，直到电磁力大于阀芯刚开始运动阻力，阀芯开始运动。在这一阶段中，电流开始以指数曲线上升至之最大，这段

时间大约 0.5 *ms* 。第二阶段是阀芯的运动过程，理论上讲由于气隙变大电流应该有下降的趋势，直到阀心位移最大，稍后电流又有上升趋势。由于电压信号的高电平时间很小，阀芯的位移也比较很小，从电流曲线上看没有明显的电流下降趋势，电流维持在一个固定值，最大达到 17A 左右。第三阶段是关闭响应阶段，电流以指数曲线下衰减。经过一段时间，电流衰减为 0，这段时间相对来说比较长用了 1 *ms*，主要原因是因为数字阀是对称的，两个阀交替工作，剩磁的影响使关闭响应比较慢。

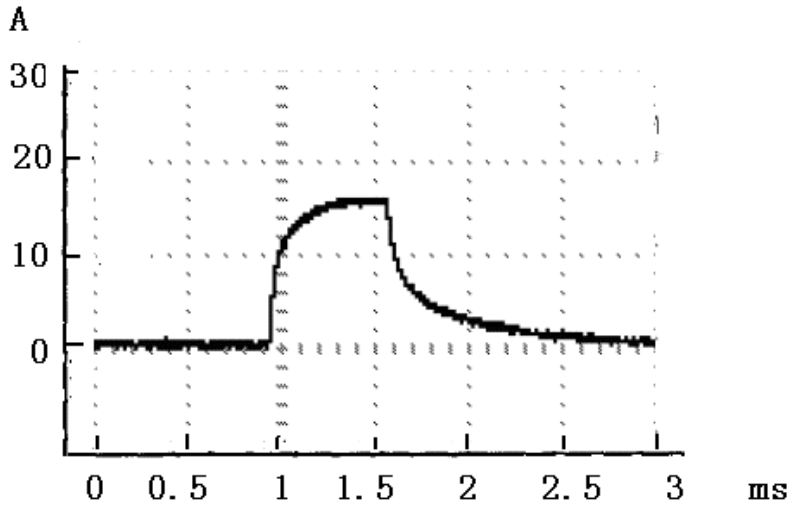


图 5-10 在 24 伏驱动电压下数字阀的电流曲线

综上可知，电磁阀的开启响应时间是 0.5ms，关闭响应时间是 1ms，

5.3.1.2 数字阀流量—压力开度特性

数字阀的流量公式如下：

$$Q = CA\sqrt{\frac{2}{\rho}\Delta p} \tag{5.1}$$

式中　C—流量系数，取 C=0.69；

A——最小过流面积。 $A = 2\pi D_1\delta$ 。

D_1 ——阀芯大直径；

δ ——阀口开度；

ΔP —进出油口的压差；

ρ —液压油密度，取 ρ =900Kg/m^3。

针对电液可变气门，主要获取的在特定的 *PWM* 脉宽和周期内，数字阀两端驱动电压为 36V 时的进油压力和出油口流量的关系，这里没有考虑负载的影响。因为在现

实控制算法中可以设计一个控制器对负载进行非线性补偿的影响，在一个负载比较大的范围内，其流量基本不变。试验测得数字阀在驱动脉宽为 $0.65\,ms$，此时电磁阀发热量不大，能长期工作，在一分钟内，数字阀工作周期为 $140\,ms$，根据公式计算数字阀两端驱动电压为 $36V$ 时的进油压力和流量关系的数据如表 5-2 所示：

表 5-2 数字阀进油压力—流量关系表

进油口压力（MPa）	0	2	4	6	8
出油口流量（L）	1.7593	5.5779	8.0206	9.6217	10.5473

压力—流量关系曲线如图 5-11 所示：

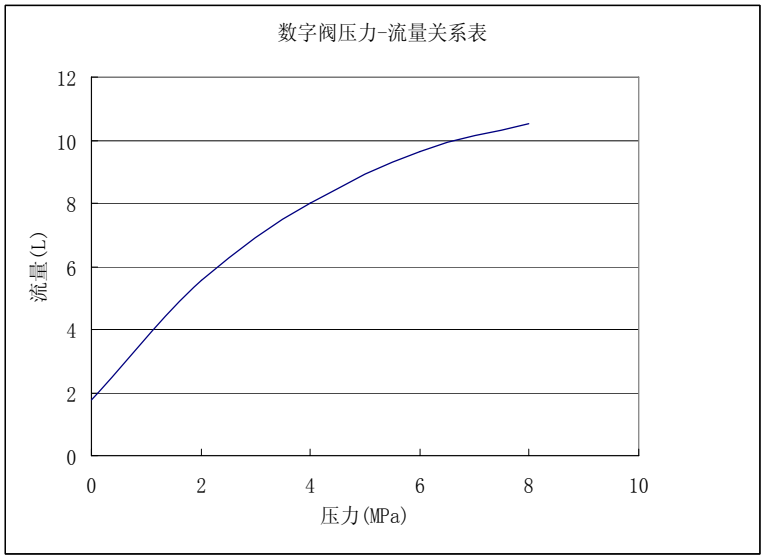


图 5-11 数字阀压力—流量关系曲线

5.3.2 执行机构性能和特性的试验

上面分析了系统的重要执行机构高速开关式数字阀的响应特性和流量特性，为执行机构的特性实验奠定了基础。

5.3.2.1 执行机构实现的气门升程曲线与要求的气门升程曲线的差距

执行机构设计的目标是实现要求的气门升程曲线，但是由于执行机构系统响应速度、传感器的灵敏度和执行机构机械加工水平以及设计中可能存在的缺陷等因素的影响，要保证试验得到的气门升程曲线和仿真出来的气门升程曲线完全吻合是很难的，两者之间的差别如下：

（一）仿真得到的气门升程曲线

由于在气门执行机构的试验中，只是对单气门做了执行机构的试验，选择优化后的进气门升程曲线作为实验用的气门升程曲线，转速取额定转速 2400r/min,气门升程

曲线如图 5-12 所示。从图上看出，气门的升程曲线大致可以分成三个阶段，分别是开启阶段、保持阶段和关闭阶段。开启阶段：初期升程曲线上升比较平缓，然后斜率逐渐变大，后期升程曲线上升又趋于平缓；保持阶段：升程曲线保持在最大升程位置，保持一段曲轴转角；关闭阶段：初期升程曲线下降比较平缓，然后斜率逐渐变大，后期升程曲线下降又趋于平缓。原机气门开启位置、关闭位置及气门最大升程见表 5-3。

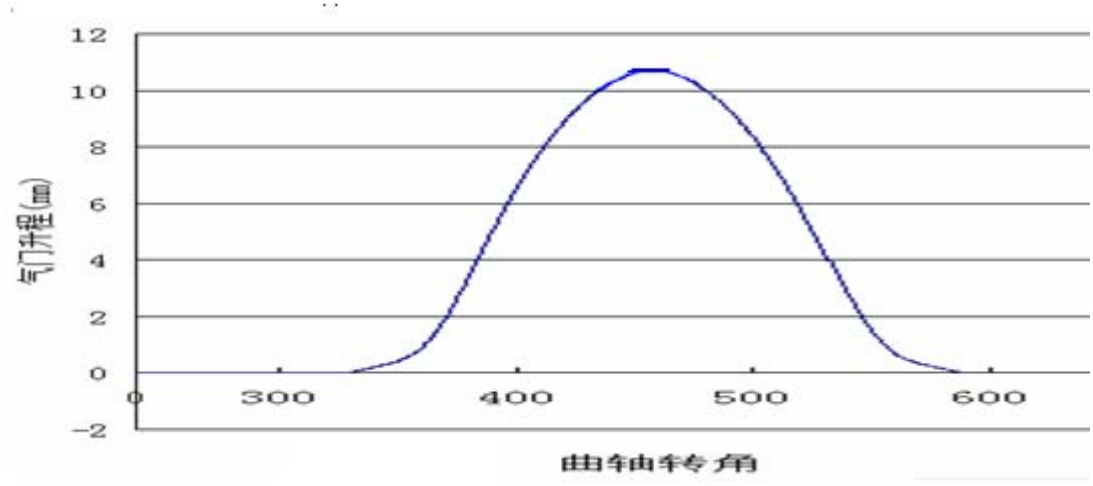


图 5-12 优化后进气门升程曲线

表 5-3 目标气门开启位置、关闭位置及气门最大升程

开启位置	关闭位置	最大升程
上止点前 31.5 度	下止点后 49 度	10.74mm

（二）试验得到的气门升程曲线

转速为 800r/min,驱动压力 10MPa 时得到的试验气门升程曲线如图 5-13 所示：

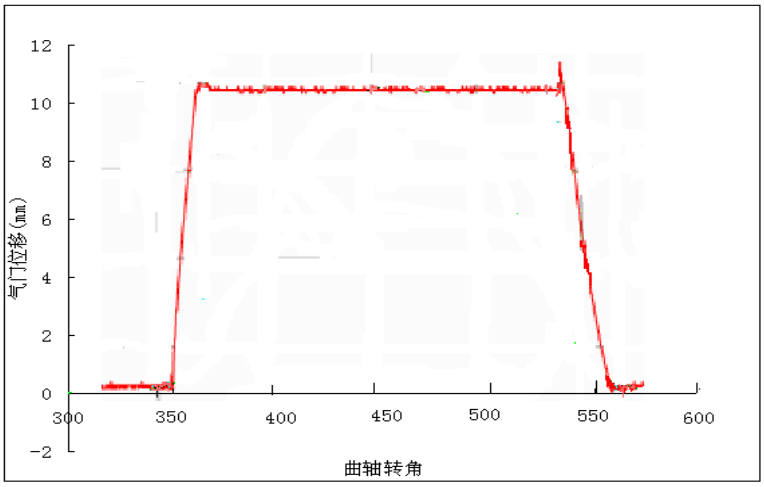


图 5-13 试验得到的气门升程曲线

试验得到的气门升程曲线也可以分成三个阶段，但与仿真得到的气门升程曲线相比有很大不同。开启阶段：升程曲线是直线上升，斜率几乎不变；保持阶段：升程曲线在最大升程位置小幅震荡，保持阶段非常明显；关闭阶段：升程曲线是直线下降，斜率几乎不变。电液驱动可变配气相位机构排气流通截面积大，废气能最大限度地排出气缸，降低残余废气压力。这样有利于提高充气效率，进而提高发动机功率，降低燃油消耗。

试验的初始目的是得到转速为 2400r/min，驱动压力为 20MPa 的气门升程曲线，与仿真的结果做对比，但是压力升高之后数字阀出现了卡死的现象，无法得到额定转速的气门升程曲线进行对比。但是通过比较发现，实验采集出的气门升程曲线效果非常好，和仿真得到的气门升程曲线的变化趋势也是一样的，说明执行机构的设计满足系统的设计要求的。为了进一步验证执行机构的特性，又针对其他方面比较了一下气门的运动特性。

5.3.2.2 改变开启角度的气门升程曲线

为了验证执行机构的性能，在试验中设计了不同的开启角度，实验结果如下：

（一）气门开启正时 332° CA、关闭正时 578° CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，气门升程曲线如图 5-14 至 5-15 所示。

（二）气门开启正时 328° CA、关闭正时 574° CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，气门升程曲线如图 5-16 至 5-17 所示。

（三）气门开启正时 336° CA、关闭正时 582° CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，气门升程曲线如图 5-18 至 5-19 所示。

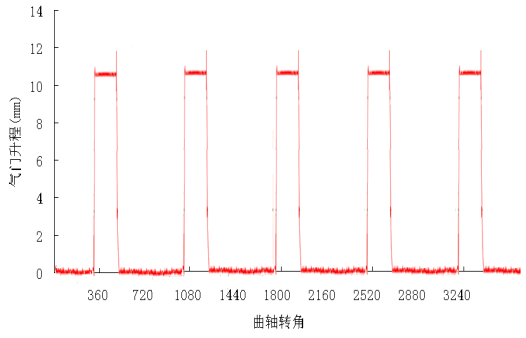


图 5-14 气门开启正时为 332° CA、关闭正时为 578° CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

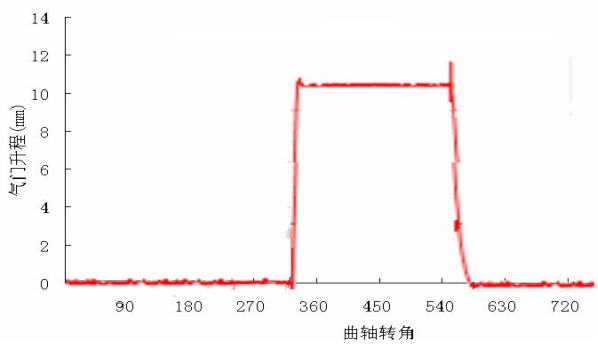


图 5-15 气门开启正时为 332° CA、关闭正时为 578° CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

5.3.2.3 改变开启持续期的气门升程曲线

（一）气门开启正时 332°CA、关闭正时 588°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 1000r/min 时，气门升程曲线如图 5-20 至 5-21 所示。

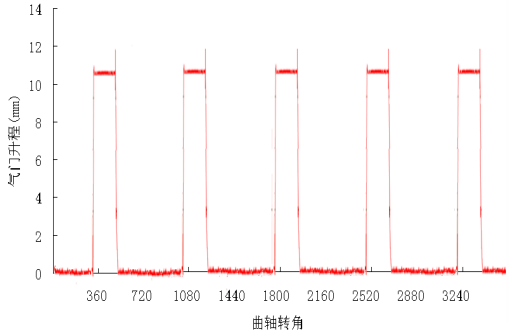


图 5-16 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 574°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

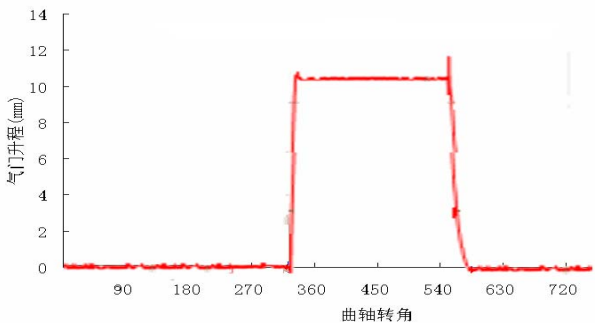


图 5-17 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 574°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

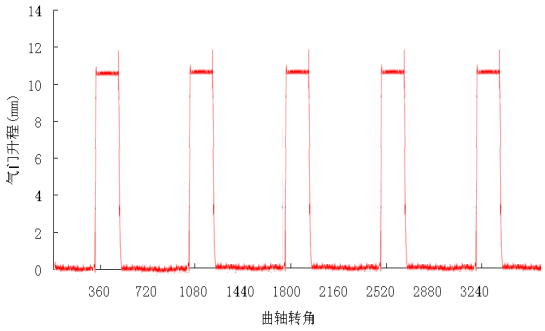


图 5-18 气门开启正时为 336°CA、关闭正时为 582°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

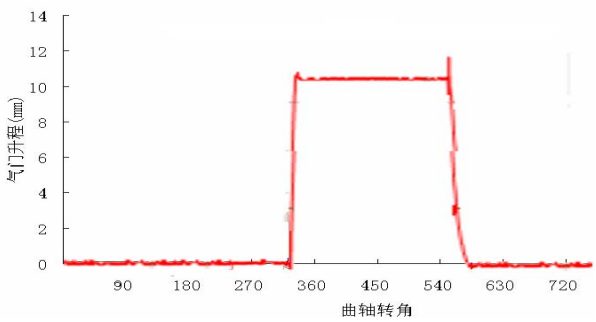


图 5-19 气门开启正时为 336°CA、关闭正时为 582°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

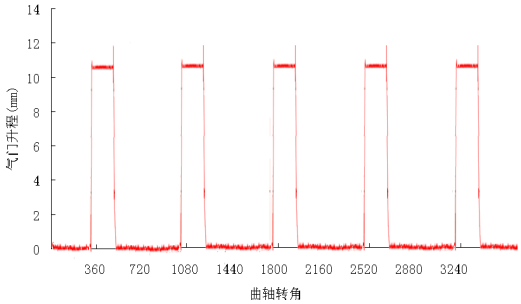


图 5-20 气门开启正时为 332°CA、时为 588°CA、驱动压力为

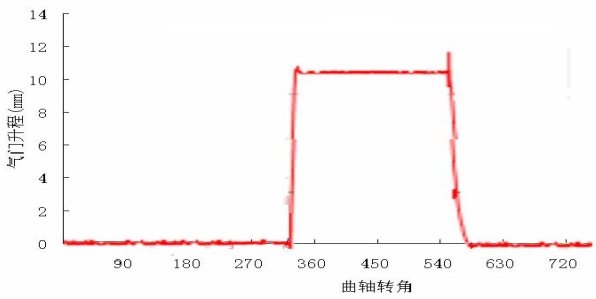


图 5-21 气门开启正时为 332°CA、关闭正关闭正时为 588°CA、驱动压力为

10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

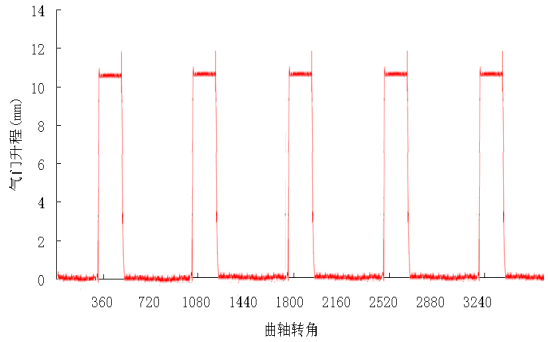


图 5-22 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 578°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

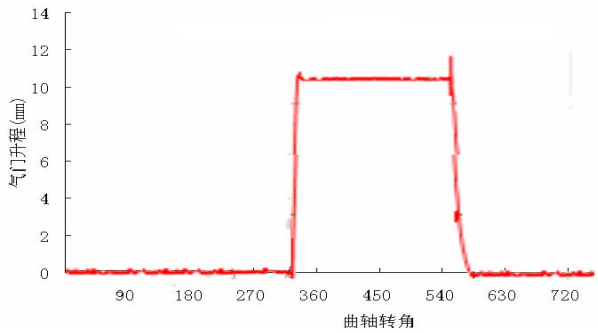


图 5-23 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 578°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

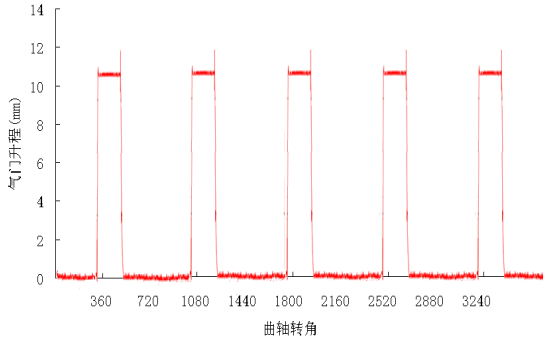


图 5-24 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 588°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，连续五循环气门升程曲线

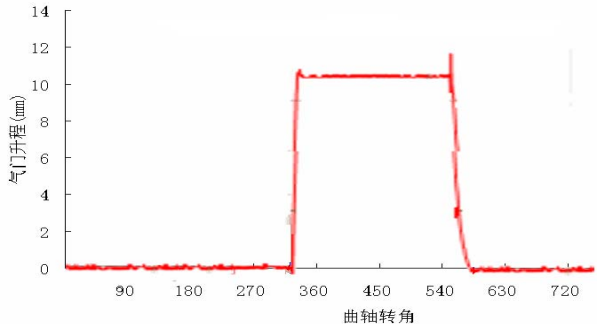


图 5-25 气门开启正时为 328°CA、关闭正时为 588°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，单循环气门升程曲线

（二）气门开启正时 328°CA、关闭正时 578°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，气门升程曲线如图 5-22 至 5-23 所示。

（三）气门开启正时 328°CA、关闭正时 588°CA、驱动压力为 10MPa、转速为 800r/min 时，气门升程曲线如图 5-24 至 5-25 所示。

通过图 5-14—5-25 看出，本文设计的电控液压驱动无凸轮可变配气系统的气门升程曲线具有良好的重复性，表明执行机构工作稳定。测量得到的气门升程的波动比较小，说明位移传感器的噪声和数据采集系统的噪声也比较小，满足系统测量的要求。

5.3.2.4 分析气门落座速度

电控可变气门系统中气门的开启与关闭过程都应该得到很好的缓冲，气门在开启至最大行程前，以及关闭落座之前，其速度都逐渐降低直至为 0，然后保持静止，不应对气门驱动机构壳体、气门密封面及座面造成大的冲击，这有利于延长电控可变气门驱动机构、气门密封面及阀座面的寿命。

在气门的以内动过程中，落座过程比开启过程的冲击要大，因为落座过程完全是靠气门弹簧的恢复力，没有进行电子控制，因此在油缸的设计过程中增加了节流槽和碟形弹簧以减小气门落座过程对系统的冲击，本章对缓冲装置的效果进行了试验分析。

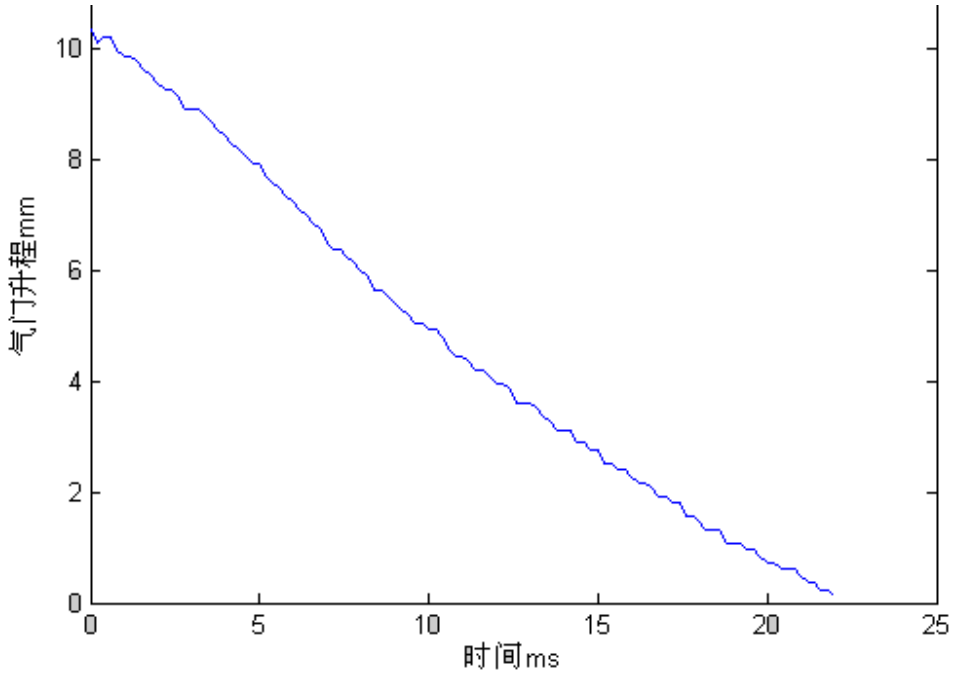


图 5-26 气门关闭阶段时间—位移图

针对气门落座过程，对试验中采集到的试验数据进行了分析，得到了气门落座过程中的时间—位移关系图，如图 5-26 所示。

具体的时间—位移数据见表 5-5。

表 5-5 气门落座时刻的时间—位移关系

时间（ms）	21.8	22.0	22.2	22.4	22.6	22.8	23.0	23.2
位移(mm)	1.08	1.08	0.96	0.96	0.84	0.72	0.72	0.6
时间(ms)	23.4	23.6	23.8	24.0	24.2	24.4	24.6	24.8
位移(mm)	0.6	0.48	0.36	0.36	0.24	0.24	0.12	0

根据速度是位移对时间的导数，根据试验采集的数据得到气门落座时的速度大约

为$0.6m/s$，气门落座速度还是理想的，可以看出所设计的执行机构是可以使气门在落座过程中得到缓冲。

表 5-5　气门落座时刻的时间—位移关系

时间（ms）	21.8	22.0	22.2	22.4	22.6	22.8	23.0	23.2
位移(mm)	1.08	1.08	0.96	0.96	0.84	0.72	0.72	0.6
时间(ms)	23.4	23.6	23.8	24.0	24.2	24.4	24.6	24.8
位移(mm)	0.6	0.48	0.36	0.36	0.24	0.24	0.12	0

5.3.2.5 总结

从执行机构的特性试验中看出，设计的执行机构工作稳定，缓冲性能好，基本满足了系统的工作要求，应该说在试验过程中验证的执行机构是基本符合设计的初衷的。但是由于试验条件的限制，没有实现仿真要求的高转速下的气门升程曲线，无法和仿真结果做详细的对比，希望能通过加工精度的改进提高试验条件，这需要课题组后续的努力。

5.4 本章小结

这一章的主要任务就是通过试验验证执行机构是否满足系统的要求，首先按照设计的要求搭建了试验台架，做了电磁阀的特性试验，然后通过分析改变气门开启提前角和改变气门开启持续期的气门升程曲线、气门运动的时间特性、气门落座速度等几个方面研究执行机构的稳定性、响应性等特性，得出本文所设计的执行机构是满足系统的要求的。

第六章 全文总结及工作展望

6.1 全文总结

能源和环境问题一直是困扰世界的一个难题，而发动机就是一个高能耗和高排放的机器，出于环境保护和可持续发展的要求，如何使发动机节能减排就成了发动机技术发展的主导方向。

当下越来越多的新技术应用在了发动机的开发上，无凸轮可变气门技术就是其中之一。传统的凸轮配气机构的气门升程和配气相位在出厂的时候就已经是固定的，虽然现在的一些技术可以优化凸轮配气机构的气门升程和配气相位，但是改变的程度都是有限的，而无凸轮可变气门技术取消了传统的凸轮结构，可以根据发动机的工况变化灵活改变配气参数，从而获得较好的动力性、经济性和排放性能。

本文在不改变发动机发动机缸盖结构的基础上，参照国内外科研成果，设计了一种无凸轮电液驱动可变配气相位机构，将该机构安装在 1015 型柴油发动机上，代替原来的排气门驱动机构，实现了气门正时、气门升程、气门开启持续期等配气参数的灵活调节。主要工作内容包括：

（一）无凸轮电控液压气门可变配气系统的仿真　通过仿真软件的分析，优化气门升程曲线。

（二）无凸轮电控液压气门可变配气系统的液压系统设计和主要参数的确定

主要包括油箱、液压泵、电机、蓄能器、液压油、过滤器、连接管件和电磁阀等部件的选取。

（三）无凸轮电控液压气门可变配气系统执行机构的设计　主要包括电磁阀的设计改进和液压缸及其附属机构的设计。

（四）无凸轮电控液压气门可变配气系统实验台架的搭建　主要是建立一个对执行机构进行试验验证的平台。

（五）无凸轮电控液压气门可变配气系统的试验研究　针对自主设计的执行机构进行了试验验证，研究执行机构的性能，找出执行机构设计中的不足。

通过以上的工作，发现优化气门升程曲线后的的发动机性能比优化前在动力性、经济性和排放性上都有了提高，自主设计的执行机构也能实现气门正时和气门升程的连续可变，基本能满足发动机工作的需要，但是还有一些设计上和加工上的不足，比如压力升高之后数字阀会出现卡死的现象等，有待课题组后续的工作来完善。

6.2 工作展望

在执行机构设计和试验验证的过程中，本文对无凸轮电控液压气门可变配气系统进行

了一些研究，初步完成了开始时提出的目标，对无凸轮电控液压气门可变配气系统也有了更加深刻的认识，但是由于实验条件、加工技术以及作者的实践经验等因素的制约，在有些方面的研究不是很完善，研究的深度和和广度都有待于进一步加强。

考虑到上面的原因，本文提出了一些改进的建议，作为课题组以后研究和工作的参考：

（一）对执行机构的设计要多考虑加工精度的因素，尽可能的在设计上减小加工的难度，从而提高实验的可行性和可靠性；

（二）设法减小执行机构的安装难度，比如减小执行机构的高度、采用合适的位移传感器等；

（三）降低系统的能耗，全面考察柴油机转速、气门升程、气门开启持续期等因素对气门耗能的影响，研究减小系统能耗的方案；

（四）在试验中发现高速开关式电磁阀存在泄漏较大的问题，建议提高加工精度，提高试验数据准确度；

（五）考虑多气门之间气流扰动对发动机性能的影响；

（六）多气门中各气门采用不同的气门升程曲线，考察通过控制各个气门的不同升程和气门正时，来改变气体的流动方式，从而实现柴油机工况与进气气流的最优化组合；

（七）多气门执行机构的驱动方式和安装方式的改进。多气门之间如果是不同的气门升程曲线就需要每个气门都有一个独立的驱动，各个驱动机构的安装方式简化就成了一个需要改进的方向；

（八）采用三维仿真软件，提高仿真的准确度，或者是在深入了解发动机工作过程和原理的基础上自己使用 Matlab 软件编制仿真模型。

参考文献

[1] 池建军,侯妮娜. 国内柴油机电控技术的现状及发展方向. 机械管理开发，2007 年 2 月.

[2] 苏炎玲,舒歌群，李志锐.内燃机无凸轮电液驱动配气机构控制技术[J].小型内燃机与摩托车，2004，02，36-39.

[3] 王尚勇，杨青. 柴油机电子控制技术. 机械工业出版社，2005 年 1 月.

[3] 苏岩,李理光，肖敏，曾朝阳.国外发动机可变配气相位研究进展—机构篇[J]. 汽车技术,1999 年第 6 期,10-14.

[4] 李理光,苏岩，王云开，陶建武，肖敏.车用高速汽油机电控可变配气相位系统[J].汽车工程,2001(Vol.23)No.4.275-277.

[5] Thomas Dresner. A Review and Classification of Variable Valve Timing Meehanisms.SAE890674.1989.

[7] Hannibol W Bertsch A.车用发动机的新型可变气门定时机构[J].国外内燃机,2001,(1):40-44.

[8] 王立彪,何邦全,谢辉,赵华.发动机可变气门技术的研究进展[J].内燃机学报,2005,12,4-8.

[9] Lancefiled T Metal. The Practical Application and Effects of a Variable Event Valve Timing System[C].SAE Paper,930825.

[10]Allen J etal.Production Electro-Hydraulic Variable Train for a New Generation of IC Engines[C].SAE Paper，2002-01-1109.

[11]王百键,李科,谭立武. 新型四冲程发动机液压可变配气机构的动态仿真与分析. 汽车工程，2006 年(第 28 卷)第 8 期.

[12]赵雨东，陆际清.实现汽车发动机可变气门相位的新方法.清华大学学报.1994(2).

[13]王韬，秦德，郝志勇.发动机可变气门正时技术的研究.小型内燃机与摩托车.No.3(Vol.32)2003.

[14]陈勤学,崔可润,朱国伟. 中压共轨发动机电控可变气门系统的试验研究[J] . 内燃工程,2002 ,23 (4) :223.

[15]周龙保. 内燃机学. 北京：机械工业出版社，2003.

[16]苏岩. 可变配气相位的研究. 硕士论文. 吉林工业大学 1999 U469.75.

[17]Goldste R J. Variables of Electromagnetic Valve Actuator Performance[J].Engine Technology International,1997(11):84-88.

[18]Gottschalk M. Electromagnetic Valve Actuator Drives Variable Valve train [J].Design News,1993(1):123-125.

[19]Rassem R,A Novel , Fully Flexible , Electromechanical Engine Valve Actuation System.SAE970249.1997

[20]Mark A Theobald, Lequesne B,Henry R. Control of Engine Load via Electromagnetic Valve Actuators[C].SAE paper 940816,1994.

[21]MiehaelM.S CamlessEngine.SAE960581.1996.

[22]Klein F, Kuhn M, Weimann H J, et al. The Influence of the Valve Stroke Design in Variable Valve Timing Systems on Load Cycle, Mixture Formation and the Combustion Process in Conjunction with Throttle-Free Load Governing[C].SAE paper 981030,1998.

[23]Fitsos P, Harralson J. Valve Timing by Means of a Rotary Actuator[C].SAEpaper 1999-01-0330,1999.

[24]Cross P C.A Rotary Valve Combustion System with Throttleless Inlet Charge Control[C].SAE paper 940813,1994.

[25]李红艳，赵雨东.发动机无凸轮轴气门驱动的研究与进展.车用发动机.2001(4).

[26]王正中，屠仁寿.现代计算机仿真技术及其应用.长沙：国防工业出版社，1991.

[27]N. D. Whitehouses and B K Saresn, Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel,SAE740094, 1974.

[28]Weber H. G., and Borman G. L., Parametric Studies Using a Mathematically Simulated Diesel Engine Cycle, SAE670480, 1967.

[29]Hiroyasu and T. Kadota, Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesle Engines, SAE760129, 1976.

[30](美国)5.J.charlton 等,可变气门定时在高增压柴油机中的应用.国外内燃机车,1994 年第 9 期(总第 291 期).

[31]石磊，邓康耀，崔毅，刘宇，何方正，气门正时对柴油燃料 HcCI 燃烧影响的初步实验研究.燃烧科学与技术，2005 年第 11 卷第 4 期.

[32]田新民.无凸轮轴的电控液压气门定时机构[J].国外内燃机.2000(1)：62-63.

[33] 冯迎霞，俞水良.车用发动机可变气门驱动技术进展.机电工程技术.2005 年第 34 卷第 1 期.

[34]肖超胜，陆华忠.可变气门配气相位和升程电子控制系统.世界汽车.1997 年第 10 期.
[35]章宏甲，黄谊.液压传动.机械工业出版社.2000.9.
[36]徐大会.电控液压驱动全可变气门系统的开发及其性能研究.吉林大学.2007 年 5 月
[37]简引霞.液压传动技术.西安电子科技大学出版社.2006 年.
[38]《机械设计师手册》编写组.机械设计师手册.机械工业出版社.1990 年 2 月.
[39]王东，周棣，首天成. 数字液压阀的发展与研究.流体传动与控制. 2008 年 3 月，第 2 期(总第 27 期)
[40]Sturman et al. Static and Dynamic Pressure Balance Double Three-Way Control Valve. US005598871A
[41]郭博.数字阀技术在高压共轨柴油机喷油器上应用.北京理工大学.2007 年.
[42]许贤良，王传礼.液压传动.国防工业出版社.2006.9.
[43]张利平.液压传动与控制.西北工业大学出版社.2005.8.
[44]林建亚，何存兴.液压元件.机械工业出版社.1988 年.
[45]孙淮清，王建中.流量测量节流装置设计手册.化学工业出版社.2005 年 6 月第二版.
[46]成大先.机械设计手册。化学工业出版社.2006 年 4 月，第七篇，弹簧.

致谢

本文是在导师王尚勇教授和杨青副教授的精心指导下完成的。导师扎实的理论知识、丰富的实践经验、严谨求实的科学态度、勤奋忘我的工作精神和踏实的为人风格，使我受益匪浅，也是我今后工作和学习的楷模。在论文进展的每一阶段，都无不凝结着导师辛勤的汗水，在此谨向两位老师表示深深的敬意和衷心的感谢！

感谢张幽彤教授、李建纯老师等的教诲和指导，在此表示诚挚的谢意！

特别感谢课题组的任正建老师，每一次实验台架的改进和试验的完成都离不开任正建老师的指导帮助。感谢课题组的李雪松博士、熊庆辉博士、牛建彬硕士、徐辉硕士等各位实验室的师兄和同学们，他们给予了我大量的支持和热心的帮助，还有业已毕业的课题组其他同学，给我提供了许多有价值的启示，在此一并致谢。

同时也感谢我的父母、朋友，正是你们的支持和理解给了我学习的动力。

感谢在百忙中抽出时间对本论文进行评阅的各位专家和教授。

最后向所有帮助过我的人表示感谢！